



Università di Pisa

FACOLTÀ DI INGEGNERIA



Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale "L.Lazzarino"  
Tesi di Laurea Specialistica in Ingegneria Aerospaziale

***Analisi CFD nell'abitacolo di  
un'autovettura: un nuovo modello di  
irraggiamento***

Relatori:

Prof. Ing. Giovanni Lombardi

Ing. Ferdinando Cannizzo

Candidato:

Iannetti Aldo





---

# Indice

<b>1 Introduzione alla CFD.....</b>	<b>6</b>
1.1 Le equazioni di Navier-Stokes.....	6
1.2 Le RANS.....	9
1.3 La CFD.....	10
<b>2 Presentazione.....</b>	<b>13</b>
<b>3 Meccanismi di scambio termico in Fluent.....</b>	<b>28</b>
3.1 Introduzione.....	28
3.2 Conduzione.....	28
3.3 Convezione.....	31
3.4 Irraggiamento.....	37
3.4.1 Discrete transfer radiation model (DTRM).....	44
3.4.2 P1 radiation model.....	46
3.4.3 Rosseland radiation model.....	47
3.4.4 “Discrete ordinate” radiation model (DO).....	47
3.4.5 Surface to surface radiation model (S2S).....	52
3.5 Come scegliere il modello di irraggiamento.....	55
3.5.1 Vantaggi e limitazioni dei modelli.....	56
3.6 Modelli di irraggiamento solare.....	58
3.6.1 Solar ray tracing.....	59



3.6.2 DO irradiation.....	61
<b>4 Settaggio dei parametri CFD.....</b>	<b>64</b>
4.1 Tipo di solutore.....	64
4.2 Modelli di turbolenza.....	66
4.2.1 Spalart-Allmaras.....	67
4.2.2 k-ε standard.....	67
4.2.3 k-ω standard.....	68
4.2.4 v <sup>2</sup> -f.....	68
4.2.5 Reynolds stress model (RSM).....	69
4.3 Attivazione dell'equazione dell'energia.....	69
4.4 Condizioni al contorno.....	70
4.4.1 Pressure far field.....	70
4.4.2 Pressure outlet.....	71
4.4.3 Wall.....	73
4.5 Definizioni dei materiali.....	77
4.5.1 Proprietà standard per materiali fluidi.....	77
4.5.2 Proprietà standard per materiali solidi.....	78
4.5.3 Proprietà dei materiali in presenza di irraggiamento.....	79
<b>5 Analisi di sensibilità alla griglia.....</b>	<b>86</b>
5.1 Descrizione prova di riferimento.....	86
5.2 Qualità delle griglie.....	87
5.3 Discussione dei risultati.....	87
5.4 Conclusioni.....	94





<b>6 Modifiche al modello.....</b>	<b>96</b>
6.1 Errori di modellizzazione.....	97
6.2 Errori sperimentali.....	97
6.3 Indeterminazioni.....	98
6.4 Modellizzazione dell'effetto serra.....	99
6.5 Parametri correttivi della prova.....	107
<b>7 Confronto Banda grigia-Doppia banda-Sperimentale.....</b>	<b>111</b>
7.1 Confronto campi di velocità.....	111
7.2 Confronto campi di temperatura.....	113
7.3 Confronto CFD-Sperimentale.....	115
<b>8 Analisi dei risultati delle prove.....</b>	<b>119</b>
8.1 Risultati test 2.....	119
8.2 Risultati test 3.....	121
8.3 Risultati test 4.....	123
8.4 Risultati test 5.....	125
8.5 Risultati test 6.....	127
8.6 Risultati test 7.....	129
<b>9 Considerazioni finali e sviluppi futuri.....</b>	<b>131</b>
9.1 Considerazioni finali.....	131
9.2 Sviluppi futuri.....	134



## **Report prove**

**Appendice A**

**Appendice B**

**Appendice C**

**Appendice D**

**Appendice E**

**Appendice F**

**Appendice G**

**Bibliografia**





---

# ***1 – INTRODUZIONE ALLA CFD***

## ***1.1 – LE EQUAZIONI DI NAVIER-STOKES***

Le equazioni della fluidodinamica sulle quali si basa il solutore Fluent sono la rappresentazione matematica dei principi della meccanica classica applicata ai fluidi:

- *Equazione della conservazione della massa (1 equazione scalare)*
- *Equazione della conservazione della quantità di moto (1 equazione vettoriale o 3 equazioni scalari lungo le 3 direzioni dello spazio)*
- *Equazione della conservazione dell'energia*

Possono essere scritte sia in forma differenziale che in forma integrale, prima di esplicitarle è necessaria una breve trattazione sulle ipotesi sulle quali si basano e sulla descrizione fisica del problema che descrivono:

- *Il fluido è considerato continuo*

Le quantità fisiche saranno considerate “spalmate” uniformemente nel volume invece che essere concentrate in una piccola frazione di esso. Il volume sarà, infatti, considerato come un insieme continuo di particelle fluide le quali saranno:

- Abbastanza piccole rispetto alla scala del problema fisico



- Abbastanza grandi da contenere un numero sufficiente di molecole tale da garantire che le fluttuazioni delle proprietà fisiche della particella stessa non hanno effetto sulla media

- *Il fluido è newtoniano*

Le tensioni tangenziali alle quali è sottoposto il fluido sono legate linearmente alla deformazione.

- *Il fluido è di Fourier*

Il flusso di calore è legato linearmente al gradiente di temperatura. Si rimanda però al prossimo capitolo tale trattazione.

- *Il fluido è in equilibrio termodinamico*

Localmente tutte le quantità meccaniche, fisiche e termiche sono considerate indipendenti dalla posizione e dal tempo. Le osservazioni sperimentali dimostrano che ciò è verificato se i gradienti spaziali e/o temporali non sono troppo alti.

Per quanto riguarda la descrizione fisica del problema si adotta quella di tipo euleriano: le quantità fisiche sono riferite a punti fissi dello spazio come funzioni del tempo e dello spazio. In pratica si considera un volume fisso nello spazio attraversando il quale le particelle fluide creano dei campi di velocità, pressione, temperatura etc.. variabili nel tempo e variabili attraverso ogni zona all'interno del volume di controllo.

*Forma differenziale delle equazioni di Navier-Stokes*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0$$

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \text{grad} \vec{V} \right) = -\text{grad}(p) + \rho \vec{f} + \text{div} \vec{\tau}$$



$$\rho \left( \frac{\partial (e + U^2 / 2)}{\partial t} + \vec{V} \cdot \text{grad}(e + U^2 / 2) \right) = -\text{div}(\vec{q}) - \text{div}(p\vec{V}) + \rho \vec{f} + \sum_i \text{div}(u_i \tau_i)$$

A queste 5 equazioni scalari si aggiunge la legge dei gas perfetti:

$$p = \rho RT$$

Inoltre si aggiungono le varie leggi che regolano lo scambio termico che saranno introdotte nel capitolo successivo (es. la legge di Fourier), in più l'equazione relativa al fluido newtoniano che lega il tensore degli sforzi viscosi ai gradienti spaziali di velocità.

$$\tau_{ik} = \left( -p_e + k \text{div} \vec{V} \right) \delta_{ik} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \quad 6 \text{ equazioni scalari } (\tau \text{ è simmetrico})$$

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad}(T) \quad 3 \text{ equazioni scalari}$$

In tutto abbiamo 15 equazioni scalari nelle 15 incognite:

$$\vec{q} \quad 3 \text{ componenti}$$

$$\vec{V} \quad 3 \text{ componenti}$$

$$\tau \quad 6 \text{ componenti}$$

$$\rho$$

$$p$$

$$T$$

Infine abbiamo bisogno delle condizioni al bordo del volume di controllo che possono essere di diverso tipo ed imposte su velocità, temperatura, pressione etc sulle pareti esterne del volume di controllo.

Per esempio si può imporre (in fluent è imposto di default) che sulle pareti solide la velocità del flusso è 0 e che la temperatura del flusso in corrispondenza di una parete solida è uguale alla temperatura della parete solida. Per quanto riguarda le condizioni al contorno più complesse, relative all'applicazione pratica che si sta per introdurre, si rimanda al capitolo 3.



## 1.2 – LE RANS

Le equazioni di Navier-Stokes così come sono formulate non rappresentano la realtà fisica del problema che risulta ulteriormente complicata dal fatto che qualsiasi flusso è soggetto ad uno stato di continua instabilità cioè alla turbolenza. Ad alti numeri di reynolds, infatti, il flusso non riesce più a smorzare internamente le componenti random di velocità delle particelle fluide intrinsecamente presenti nel flusso, ne deriva, quindi, che il flusso si instabilizza: le componenti “random” delle fluttuazioni delle proprietà fisiche prendono il sopravvento sulle quantità medie. Siamo in presenza di flusso turbolento. Tale flusso ha la peculiarità che è non stazionario anche quando il moto del corpo lo è (es: aerodinamica esterna).

All'interno delle equazioni di Navier-Stokes bisogna aggiungere un certo numero di incognite in più relative alle componenti “oscillanti” delle quantità fisiche (velocità, temperatura, pressione etc..) e per far ciò le equazioni vengono “medie” cioè, per ogni quantità fisica viene posta la sostituzione:

$$p(x, y, z, t) = \bar{p}(x, y, z) + p'(x, y, z, t)$$

Tale sostituzione viene fatta anche per tutte le altre quantità fisiche. Quindi viene applicata la media ad entrambi i membri di tutte le equazioni. Le relazioni di Navier-Stokes si trasformano nelle cosiddette Reynolds Averaged Navier Stokes (equations) cioè le RANS.

Oss: la prima e la terza delle equazioni di Navier-Stokes rimangono, dopo la sostituzione, praticamente intatte (salvo sostituire le quantità medie alle quantità totali) la seconda, invece, diventa:

$$\left( \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \bar{V} \cdot \text{grad} \bar{V} \right) = -\frac{1}{\rho} \text{grad}(\bar{p}) + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \bar{V} + \frac{1}{\rho} \text{grad} \begin{bmatrix} -\overline{u'^2} & -\overline{u'v'} & -\overline{u'w'} \\ -\overline{v'u'} & -\overline{v'^2} & -\overline{v'w'} \\ -\overline{w'u'} & -\overline{w'v'} & -\overline{w'^2} \end{bmatrix}$$

Per semplicità è stato considerato flusso incomprimibile, forze di volume uguali a 0 e ipotesi di Stokes per flusso newtoniano. Si può osservare che si è aggiunto un termine a secondo membro chiamato tensore di Reynolds.



Le RANS necessitano di un ulteriore set di un certo numero di equazioni perché si ristabilisca l'equilibrio equazioni-incognite. Le informazioni che mancano sono, appunto, quelle relative alle quantità medie delle “oscillazioni” dovute alla turbolenza. Tali informazioni vengono fornite da opportuni modelli di turbolenza che sono stati sviluppati a seconda del tipo di problema che vogliamo studiare, ovvero non sono unici per ogni problema ma devono essere settati opportunamente.

Si può osservare come le RANS costituiscono un sistema di equazioni differenziali (o integrali a seconda della forma che stiamo considerando) non lineare ed alle derivate parziali che non possiede soluzione in forma chiusa.

### **1.3 – LA CFD**

La CFD (computer fluid dynamics) o fluidodinamica computazionale è uno degli ausili più utili in nostro possesso per la caratterizzazione e la simulazione di qualsiasi tipo di flusso. Si anticipa, per esempio, che il presente lavoro caratterizza il flusso caldo all'interno dell'abitacolo della Ferrari 599 fornito dalla Ferrari Spa. Il solutore utilizzato è la versione 2.2.16 di Fluent.

Fluent risolve le RANS all'interno di un volume finito di calcolo che viene suddiviso in un numero tendenzialmente alto di volumi elementari, detti celle, aventi una forma esaedrica o tetraedrica, questa operazione viene chiamata meshing. Successivamente attraverso metodi numerici iterativi Fluent risolve le RANS in ogni cella del dominio attraverso un raffinamento della soluzione ciclo dopo ciclo. Ciò implica che al primo ciclo c'è bisogno di inizializzare il flusso ovvero di assegnare ad ogni cella del dominio di calcolo un vettore velocità iniziale, un valore di pressione, temperatura etc.. a seconda del tipo di problema che stiamo considerando.

Le operazioni di una simulazione vengono suddivise come segue:

- **pre-processing**: caratterizzata essenzialmente dall'utilizzo di un programma CAD per la creazione di un modello geometrico, e di un generatore di mesh per la realizzazione della griglia di lavoro;
- **impostazione del solutore**: caratterizzato dall'utilizzo del software di simulazione fluidodinamica Fluent 6.2.16 in cui viene importata la mesh del dominio di calcolo; l'impostazione del solutore consiste nella definizione delle condizioni al





contorno e nell'imposizione dei valori di riferimento per il calcolo dei coefficienti. Particolare attenzione va applicata nella scelta dei parametri di convergenza, cioè nell'identificazione di quelle grandezze fisiche significative nell'ambito del problema in esame. Attraverso il monitoraggio di queste grandezze è possibile valutare la convergenza della soluzione;

- **post-processing**: consiste nell'esame della soluzione ottenuta, nell'analisi dei risultati teorici e visivi e nella valutazione di eventuali modifiche o sviluppi da apportare al modello

I limiti della CFD sono da ricercarsi essenzialmente nella modalità di settaggio dei numerosi parametri di cui fluent dispone per la modellizzazione dei fenomeni quali la turbolenza o l'irraggiamento (ogni modello di turbolenza o irraggiamento ha dei limiti di applicazione), nonché dai limiti sulla potenza di calcolo del calcolatore che limita il numero massimo di celle all'interno del dominio. Ciò può portare ad avere una mesh troppo poco fitta e quindi ad errori alti.

L'aumento vertiginoso delle potenze di calcolo dei calcolatori moderni ha aumentato il campo di applicazione della CFD a problemi sempre più complessi (per esempio quelli non stazionari). Il "guadagno" in potenza di calcolo e quindi in tempi computazionali, unito alla grande economicità delle simulazioni rendono la CFD un mezzo sempre più usato in campo industriale.





## 2 – PRESENTAZIONE

Il presente lavoro muove i suoi primi passi da un lavoro del quale ne è il naturale seguito. Lo scopo finale di entrambi è la caratterizzazione, attraverso la CFD, del flusso caldo all'interno dell'abitacolo della F 599 fornito dalla Ferrari Spa. Studi hanno dimostrato la possibilità di indicizzare il livello di comfort: sono stati definiti, infatti, dei modelli di calcolo che mettendo in relazione grandezze come la temperatura statica, la velocità dell'aria, l'umidità e la temperatura radiante, riescono a predire il livello locale di comfort di un occupante dell'abitacolo di un'automobile. Con l'ausilio della fluidodinamica computazionale si vuole modellare un flusso che approssimi una situazione reale, riuscendo a simulare i meccanismi di scambio termico che intervengono a modificare il campo di temperatura all'interno dell'abitacolo, convezione ed irraggiamento, e riuscendo a simulare anche gli effetti del carico solare. La Ferrari ha, inoltre fornito i risultati di un certo numero di prove sperimentali (7 in tutto) che simulano il comportamento “termico” di altrettanti situazioni riassunti in tabella 2.1. In seguito, i dati uscenti dal solutore CFD saranno confrontati con i risultati sperimentali in termini di temperature e velocità in particolari punti “catturate” da termocoppie ed anemometri. Nelle figure seguenti sono riportate le figure relative al posizionamento delle sonde.



*Fig 2.1 – posizionamento termocoppie e anemometri sul manichino e sui bocchettoni di entrata dell'aria*



	Test n° 1	Test n° 2	Test n° 3	Test n° 4	Test n° 5	Test n° 6	Test n° 7
Velocità vettura [km/h]	60	90	120	60	60	60	60
marcia	3°	4°	5°	3°	3°	3°	3°
rpm	3000	3300	3500	3000	3000	3000	3000
Temperatura esterna [°C]	30	30	30	30	45	10	10
Temperatura sedili [°C]	20	20	20	20	20	20	20
Temperatura richiesta in abitacolo [°C]	Tutto freddo	Tutto freddo	Tutto freddo	Lato destro: tutto freddo. Lato sinistro: 22	Tutto freddo	22	Tutto caldo
Temperatura bocchetta laterale sinistra [°C]	9.09	8.4	8.14	9.34	14.08	19.19	57.91
Temperatura bocchetta centrale sinistra [°C]	13.91	13.2	13.02	14.1	18.42	19.13	52.82
Velocità vettura [km/h]	60	90	120	60	60	60	60
marcia	3°	4°	5°	3°	3°	3°	3°
rpm	3000	3300	3500	3000	3000	3000	3000
Temperatura esterna [°C]	30	30	30	30	45	10	10
Temperatura sedili [°C]	20	20	20	20	20	20	20
Temperatura richiesta in abitacolo [°C]	Tutto freddo	Tutto freddo	Tutto freddo	Lato destro: tutto freddo. Lato sinistro: 22	Tutto freddo	22	Tutto caldo
Temperatura bocchetta laterale sinistra [°C]	9.09	8.4	8.14	9.34	14.08	19.19	57.91
Temperatura bocchetta centrale sinistra [°C]	13.91	13.2	13.02	14.1	18.42	19.13	52.82

*Tabella 2.1 Situazioni simulate*

Si ripercorrono, brevemente, le tappe che portano allo stato iniziale il seguente lavoro. A partire dai files CATIA del disegno dell'abitacolo della F 599 si è praticata una delicata operazione di pulitura del disegno rispetto a tutti i piccoli particolari che appesantirebbero



solamente il dominio di calcolo e non apporterebbero nessuna variazione qualitativa o quantitativa al flusso.

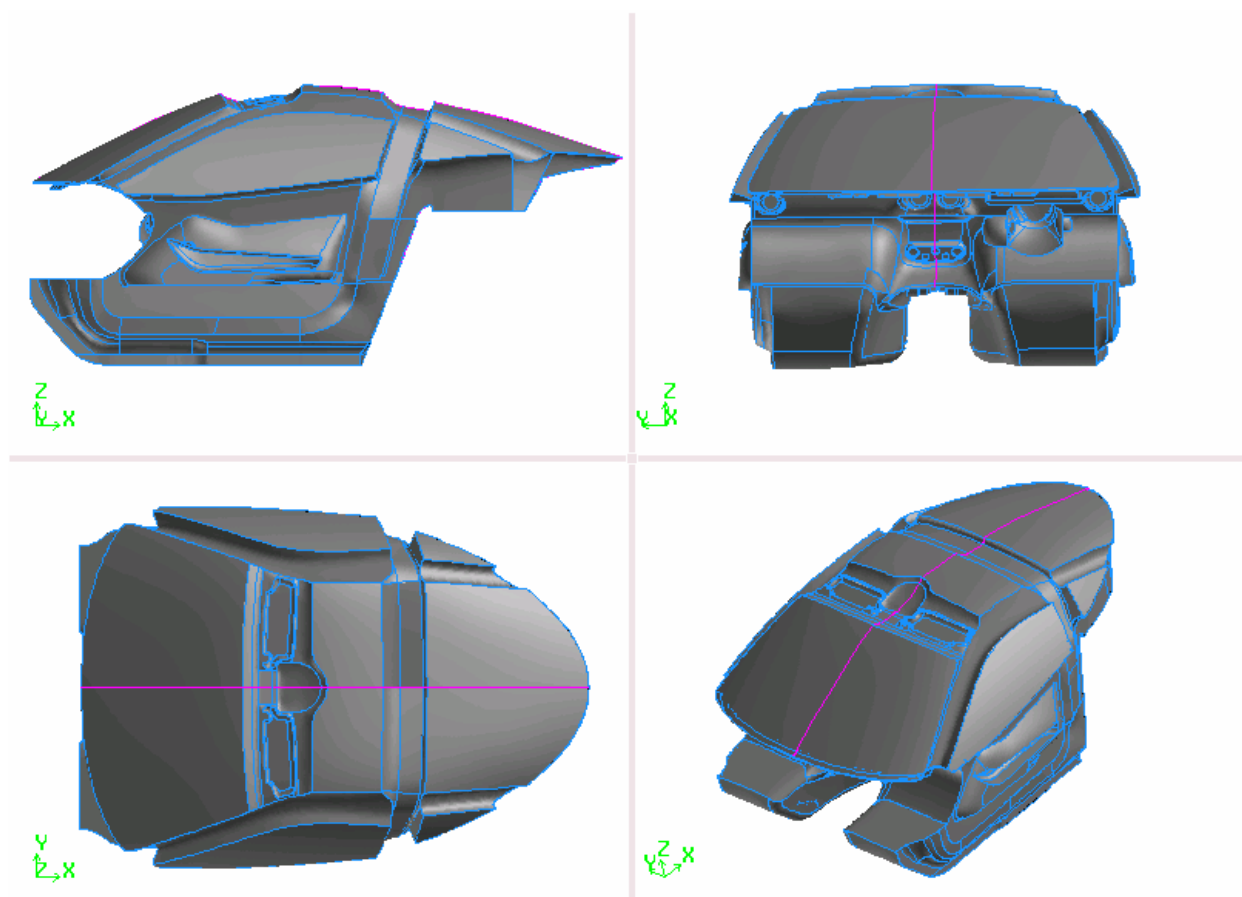
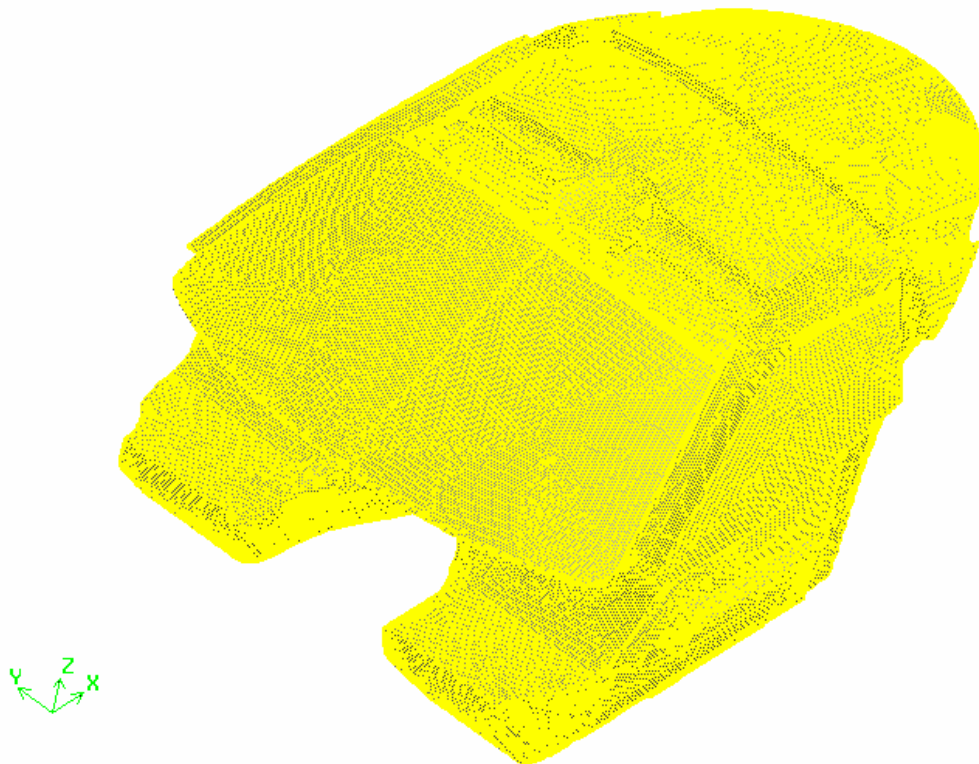
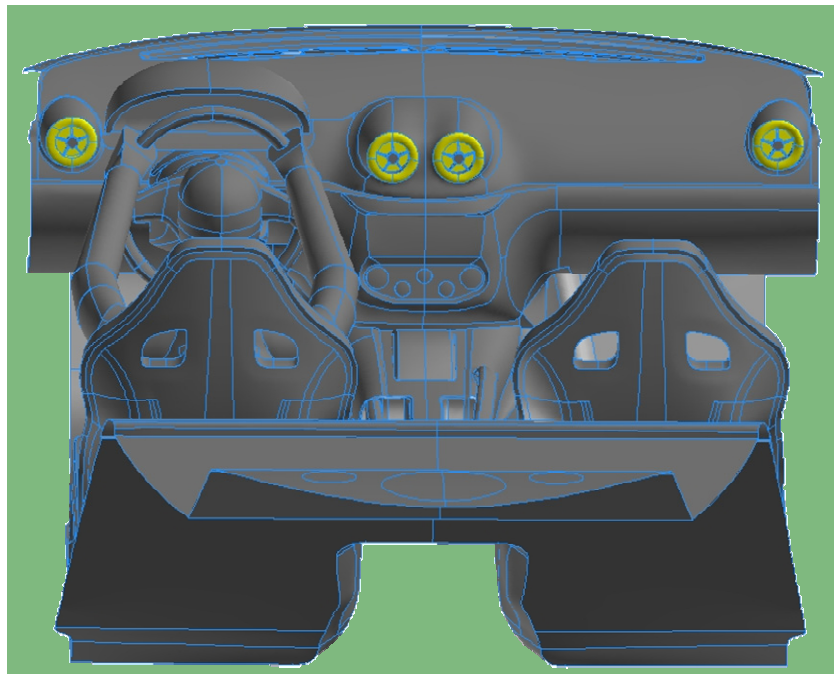


Fig 2.2 – Abitacolo F 599

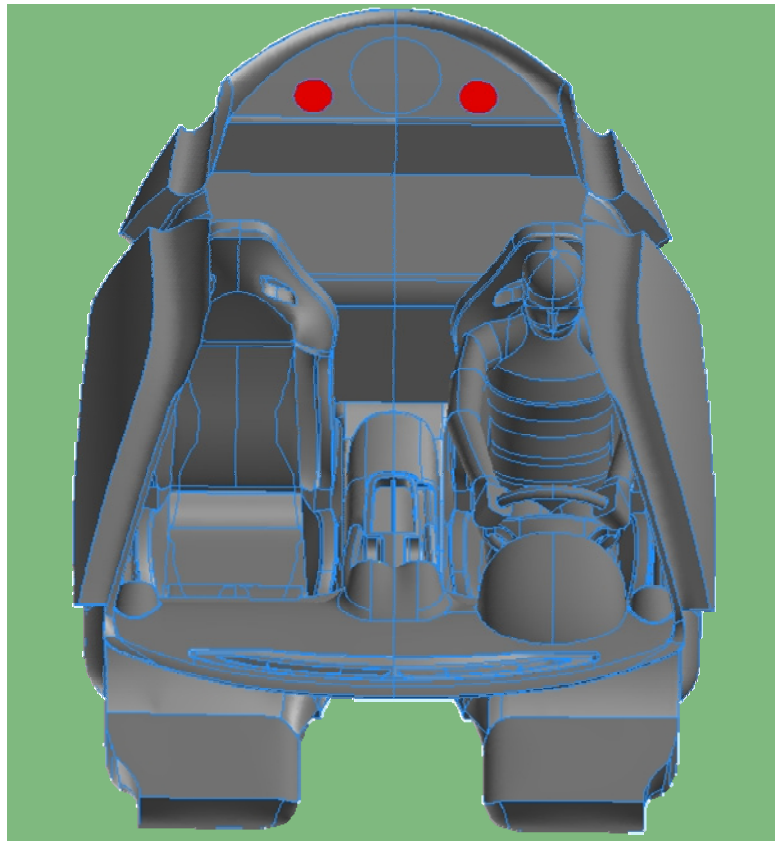
Successivamente si è esportato il disegno in Gambit e si è proceduto alla operazione di meschiatura prima delle superfici e quindi del volume. In questa fase si sono definite le superfici di contorno di tipo wall ( es. sedili, finestrini etc..), di pressione far field e di pressione outlet. Si rimanda al prossimo capitolo la trattazione delle condizioni al contorno. Infine si è esportato il relativo file .msh in fluent. Riassumendo il tutto si può dire che l'operazione di preprocessing è stata già effettuata nel lavoro precedente. Seguono, quindi, le immagini relative alla meschiatura e alla identificazione degli inlet ed outlet.



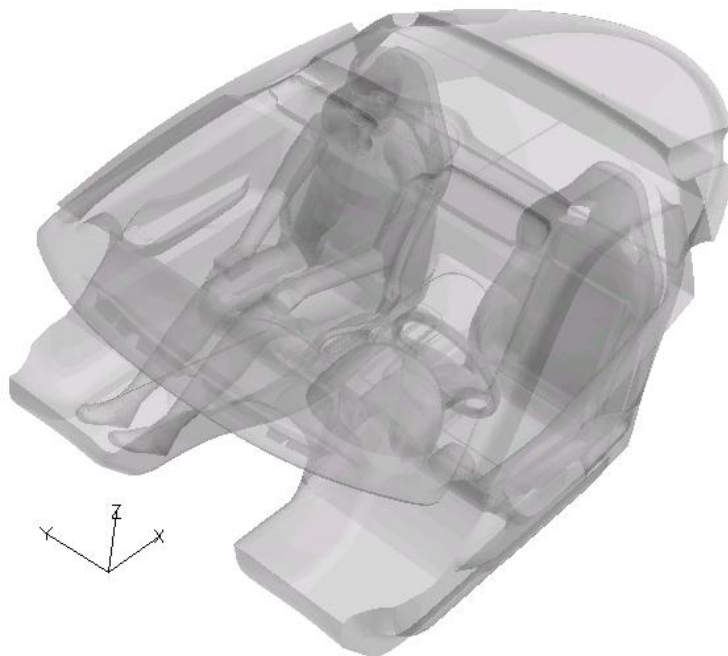
*Fig 2.3 – Mesh di volume dell'abitacolo*



*Fig 2.4 – bocchette di entrata del flusso: pressure far field*



*Fig 2.5 – uscita flusso: prressure outlet*



*Fig 2.6 – Abitacolo interno*

Per quanto riguarda la parte relativa al confronto dei risultati CFD con quelli sperimentali, si rende necessaria l'identificazione all'interno del dominio delle sonde che hanno acquisito i



segnali in galleria perché è proprio in quei punti che sarà fatto il confronto dei valori di temperatura e/o velocità. Premettendo che sull'argomento si ritornerà nei prossimi capitoli si riportano le immagini del posizionamento degli anemometri e delle termocoppie e le relative tabelle delle coordinate spaziali delle stesse.

*Disposizione sonde:*

*termocoppie:*

- 4 sul lunotto
- 4+4 sui vetri laterali
- 4 sul parabrezza
- 4 sugli sportelli
- 6 sul tetto
- 4 sulle bocchette di ventilazione (una per bocchetta)
- 3 sul manichino posizionato a sinistra (testa, torace e piedi)
- 1 tra i due sedili altezza spalle

*Anemometri:*

- n° 1 bocchetta laterale sinistra
- n° 2 bocchetta centrale sinistra
- n° 3 bocchetta centrale destra
- n° 4 bocchetta laterale destra
- n° 5 spalla destra manichino
- n° 6 spalla sinistra manichino
- n° 7 testa manichino
- n° 8 piano di simmetria

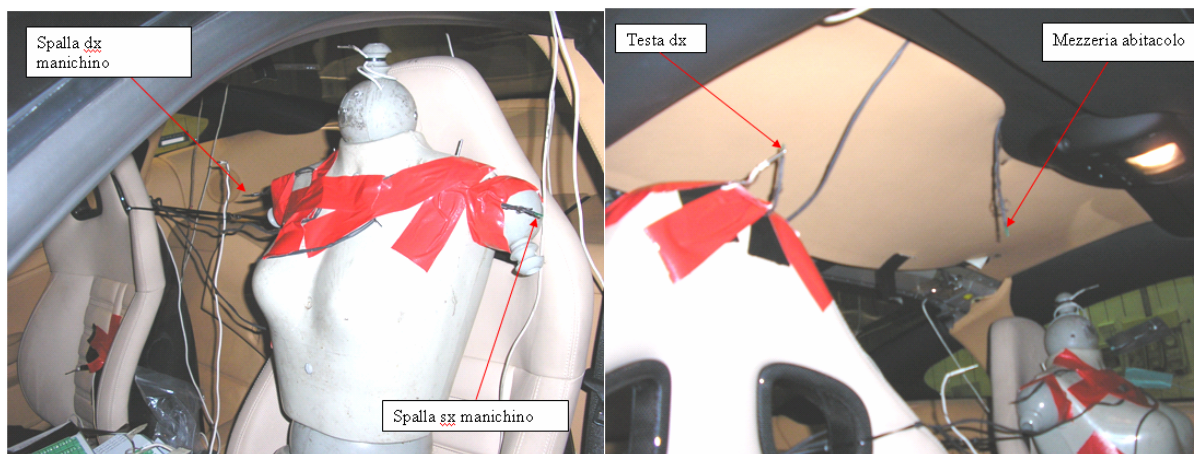
*Osservazione: gli anemometri e le termocoppie posizionati sulle bocchette di ventilazione sono serviti a settare le condizioni al contorno di pressure far field mentre*





*tutte gli altri servono per confrontare la soluzione CFD con quella sperimentale e verificare gli indici di comfort termico nell'abitacolo.*

### *Anemometri*

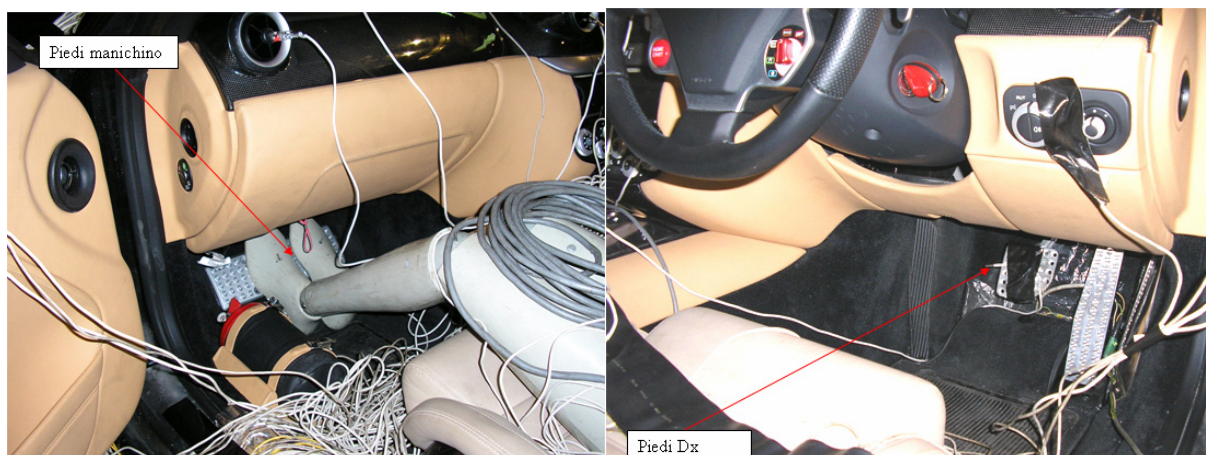




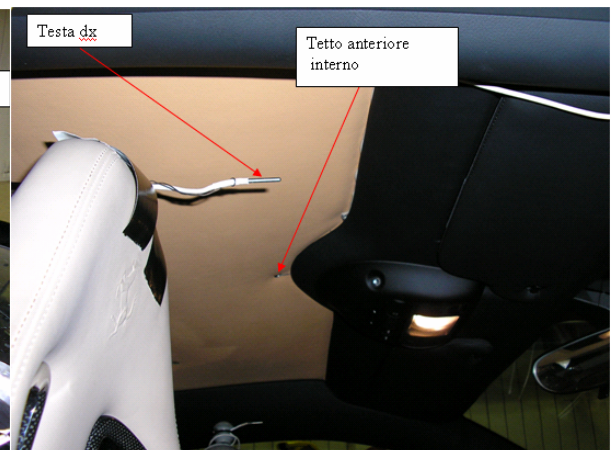
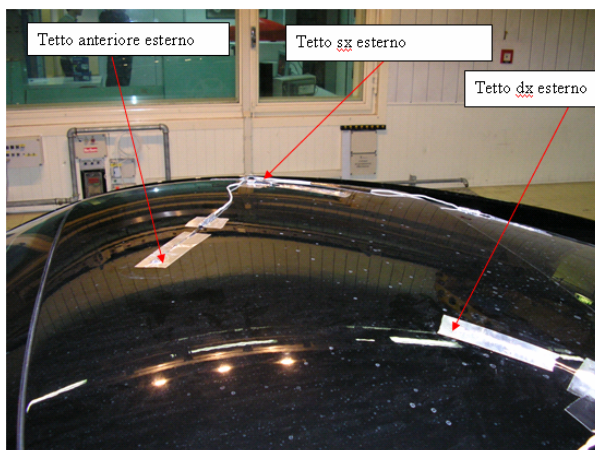
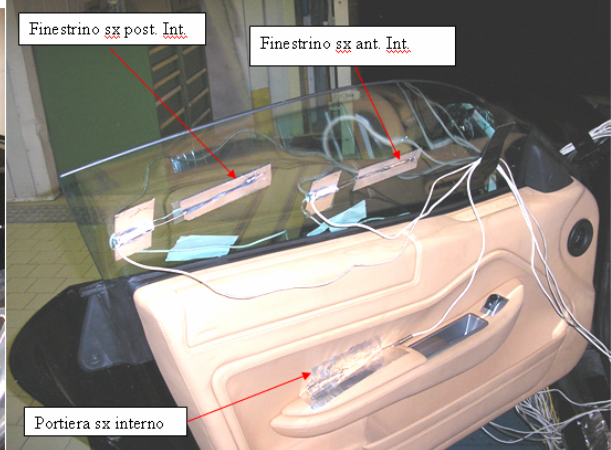
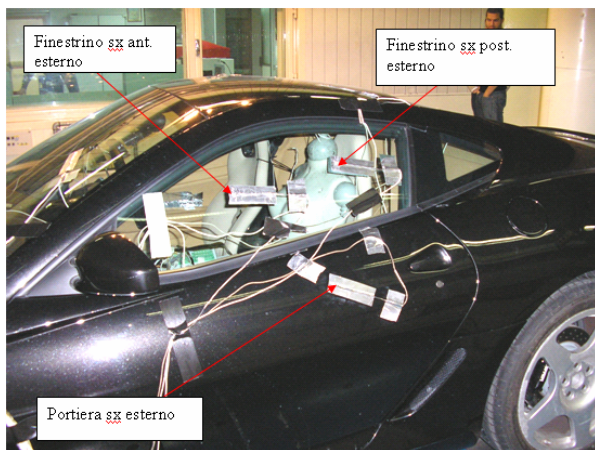
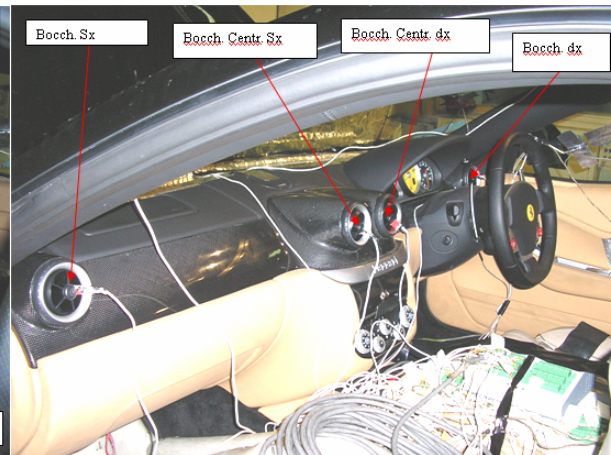
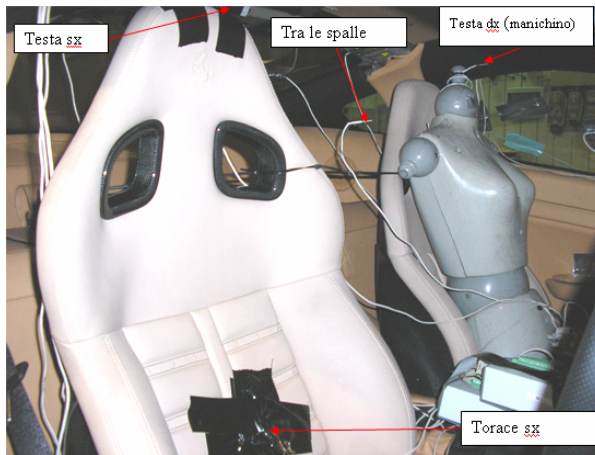
	<b>X (mm)</b>	<b>Y (mm)</b>	<b>Z (mm)</b>
<b>Bocchetta dx</b>	<b>1212</b>	<b>672</b>	<b>532</b>
<b>Bocchetta centrale dx</b>	<b>1284</b>	<b>74</b>	<b>558</b>
<b>Bocchetta centrale sx</b>	<b>1282</b>	<b>-74</b>	<b>558</b>
<b>Bocchetta sx</b>	<b>1209</b>	<b>-643</b>	<b>552</b>
<b>Spalla dx passeggero</b>	<b>2052</b>	<b>656</b>	<b>540</b>
<b>Spalla sx passeggero</b>	<b>2052</b>	<b>144</b>	<b>540</b>
<b>Testa guidatore</b>	<b>2122</b>	<b>-400</b>	<b>856</b>
<b>Piano di simmetria</b>	<b>1915</b>	<b>0</b>	<b>810</b>

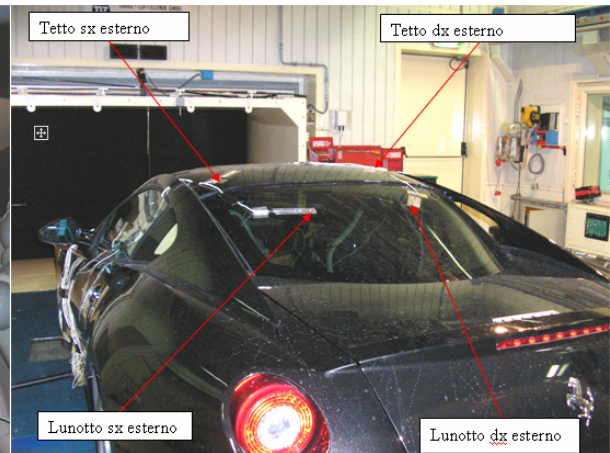
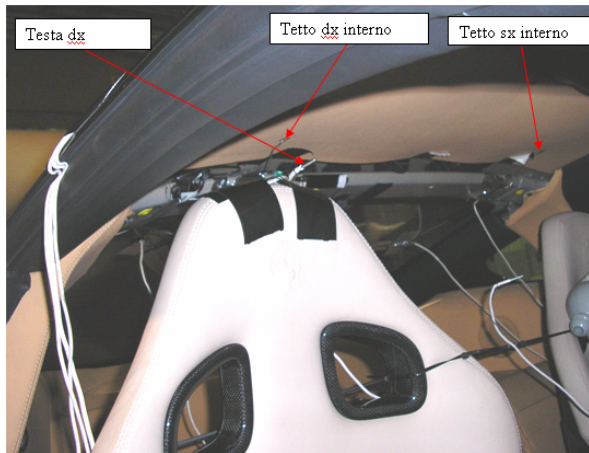
*Tabella. 2.2 – Coordinate degli anemometri all'interno dell'autovettura*

### *Termocoppie*











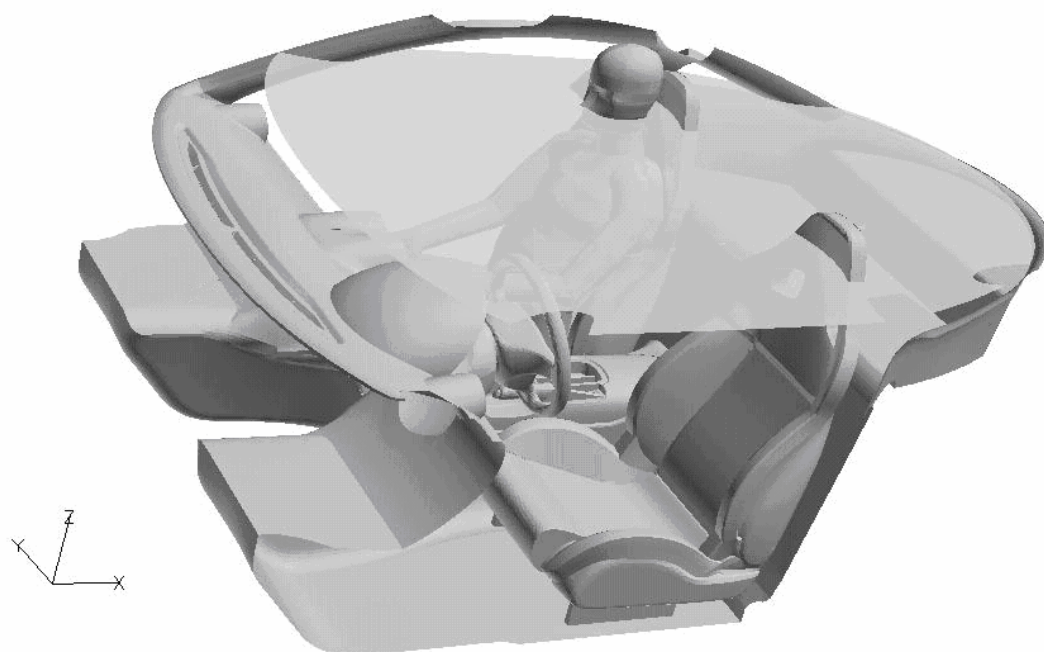


	<b>X (mm)</b>	<b>Y (mm)</b>	<b>Z (mm)</b>
<i>Piede dx passeggero</i>	989	478	64
<i>Piede sx passeggero</i>	989	340	64
<i>Piede guidatore</i>	989	-340	64
<i>Torace guidatore</i>	2106	-400	226
<i>Mezzeria sedili</i>	2213	0	660
<i>Testa passeggero</i>	1965	400	825
<i>Finestrino post. sx</i>	1970	-701	748
<i>Finestrino ant. sx</i>	1576	-760	666
<i>Portiera sx</i>	1798	-775	305
<i>Finestrino post.dx</i>	1970	701	748
<i>Finestrino ant. dx</i>	1576	760	666
<i>Portiera dx</i>	1798	775	305
<i>Tetto centro</i>	1948	0	960
<i>Testa guidatore</i>	2122	-400	828
<i>Tetto post. dx</i>	2215	400	876
<i>Tetto post sx</i>	2215	-400	876
<i>Lunotto dx</i>	2554	235	850
<i>Lunotto sx</i>	2554	-235	850
<i>Parabrezza sx</i>	1258	-400	797
<i>Parabrezza dx</i>	1258	400	797
<i>Spalla dx passeggero</i>	2092	514	598
<i>Spalla sx passeggero</i>	1092	286	598
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	1470	480	246
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	1470	320	246

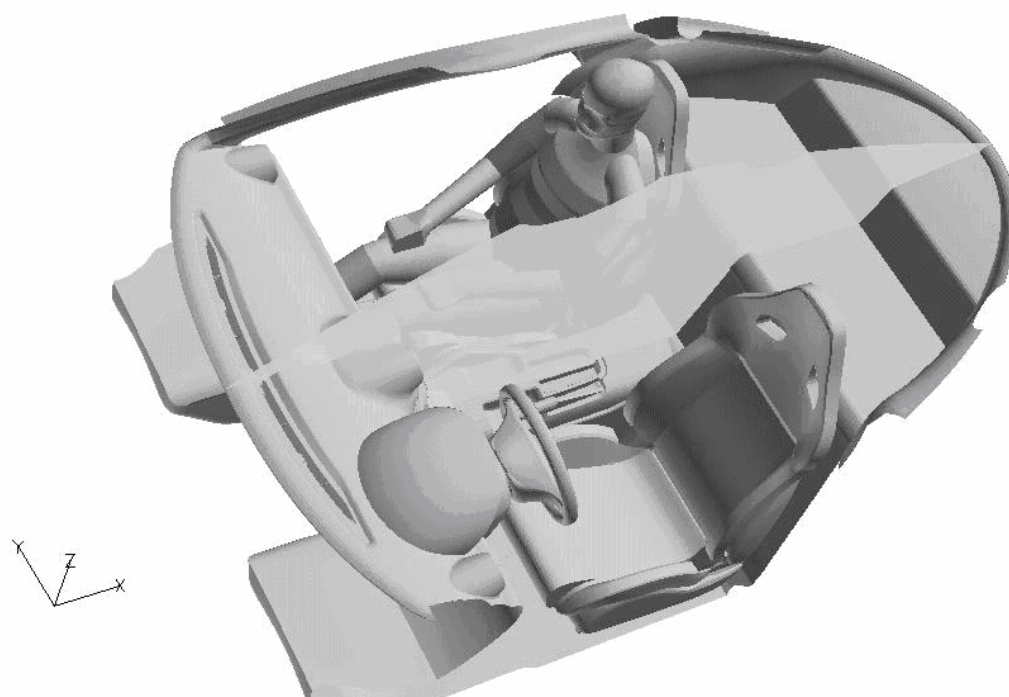
Tabella. 2.3 – Coordinate delle termocoppie all'interno dell'autovettura

In ognuno dei punti di tabella 2.3 sono stati forniti i valori delle temperature di galleria acquisiti campionando il segnale per circa 1500 secondi o 3000 secondi ( a seconda del punto nel quale avviene la campionatura) ripetendo tale procedimento per tutte le 7 prove di tabella 2.1. In tutti questi punti è stato infine effettuato il confronto Sperimentale-CFD.

Oltre al confronto quantitativo è stata effettuata una analisi qualitativa delle temperature e delle velocità delle prove CFD su alcuni piani di sezione di particolare interesse dell'abitacolo (figure da 2.7 a 2.11).



*Fig 2.7 – piano sezione testa passeggero*



*Fig 2.8 piano mezzeria abitacolo*

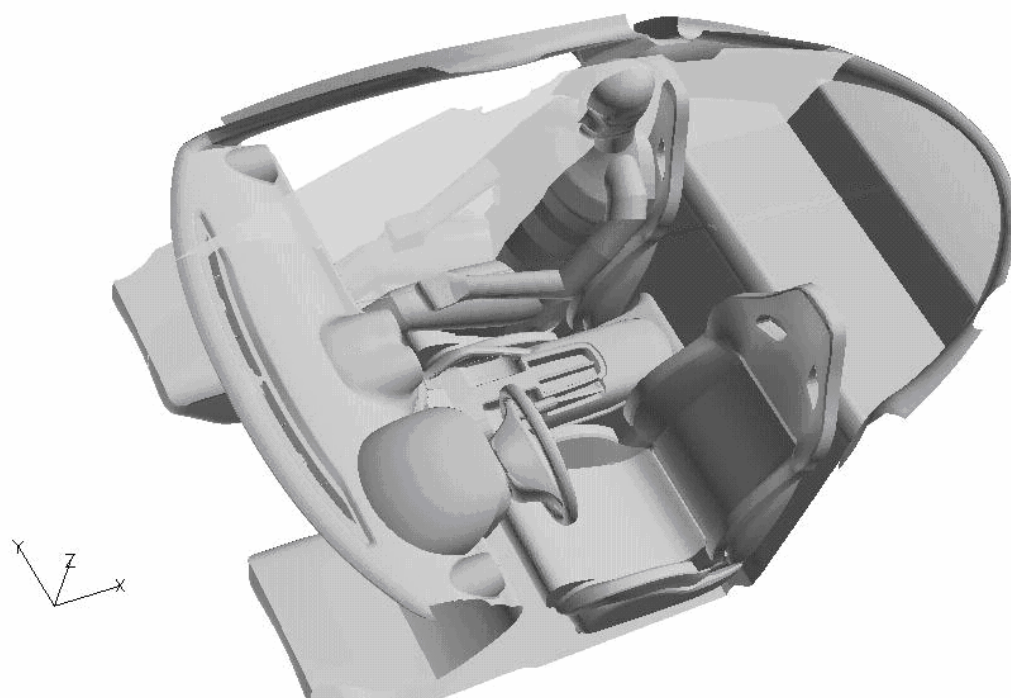


Fig 2.9 piano sezione longitudinale passeggero

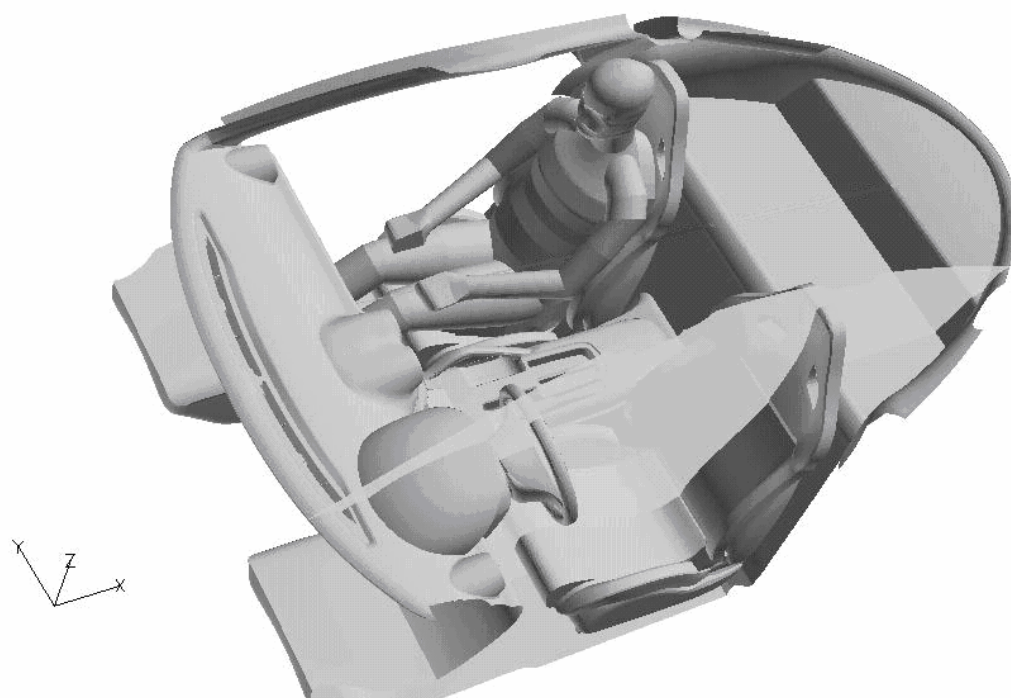
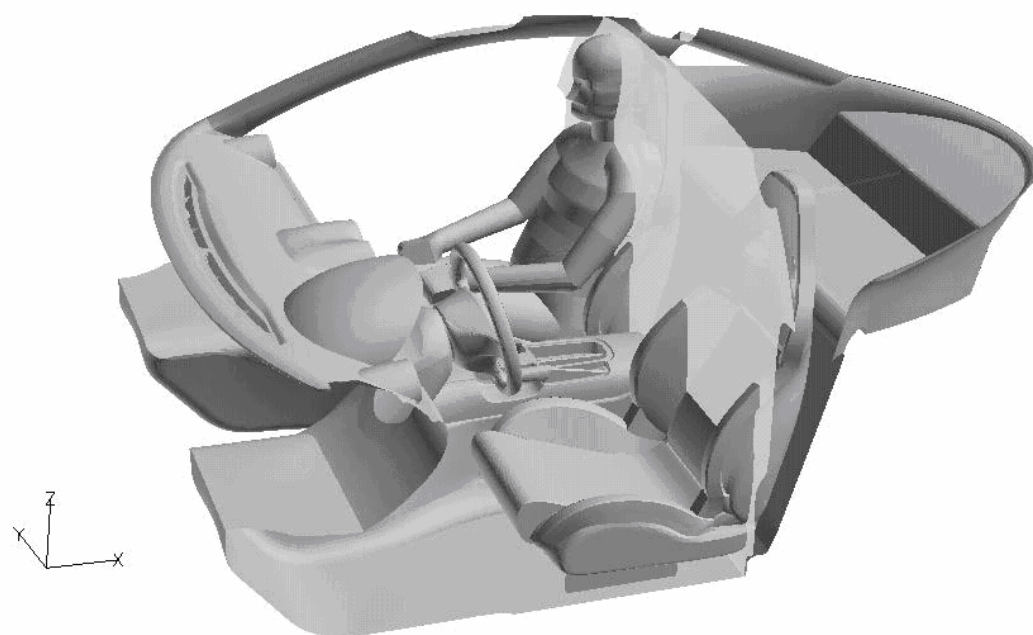


Fig 2.10 piano sezione longitudinale lato guidatre



*Fig 2.11 piano di sezione spalle passeggero*







---

## ***3 - MECCANISMI DI SCAMBIO TERMICO IN FLUENT***

### ***3.1 - INTRODUZIONE***

Lo scopo di questo capitolo è quello di fornire gli elementi di termofluidodinamica e soprattutto di scambio termico sui quali si basa il presente lavoro. Di rilevante importanza è, infatti, per la caratterizzazione termica con la CFD, il concetto di scambio di energia tra due sistemi aventi diversi valori delle grandezze termodinamiche varianti nel tempo. Quando due sistemi fisici che siano in contatto oppure separati tra di loro hanno diversi valori di temperatura, tra loro si instaurano quelli che vengono chiamati i meccanismi di scambio termico. Il calore (o meglio il flusso di calore) non è altro che energia (termica) che si trasferisce dal sistema avente temperatura superiore a quello a temperatura inferiore. I modi in cui il calore si trasferisce da un sistema ad un altro sono:

***Conduzione***

***Convezione***

***Irraggiamento***

### ***3.2 - CONDUZIONE***

E' il trasferimento di energia tra particelle fluide o solide in contatto tra loro. Ogni molecola che abbia una temperatura superiore allo 0 kelvin possiede un moto di vibrazione tanto ampio quanto più è alta la sua temperatura. L'energia termica, infatti non è altro che energia cinetica vibrazionale delle particelle di cui è composto. Questa energia cinetica può essere trasferita da una particella ad un'altra adiacente attraverso urti. A livello macroscopico



quello che si nota è un flusso di calore (trasferimento di energia). La conduzione può avvenire nei solidi e nei fluidi: nei primi deriva dalle vibrazioni molecolari mentre nei secondi è causata dalle collisioni tra le molecole. Il fenomeno di flusso di calore attraverso la conduzione segue la legge di Fourier:

$$\dot{Q}_{cond} = -\lambda grad T,$$

dove  $\lambda$  è il coefficiente di conduzione e rappresenta la quantità di calore scambiata per unità di superficie per unità di gradiente di temperatura. In Fluent  $\lambda$  è un parametro necessario alla definizione del materiale sia nei solidi (oltre a densità e calore specifico) che nei fluidi. Il postulato di Fourier, è utilizzato da Fluent ogniqualvolta si determina lo scambio termico attraverso una superficie con **spessore non nullo**; in tal caso esso viene applicato semplicemente per determinare il flusso di calore ortogonale alla superficie ed è semplificata al caso monodimensionale. La conduzione attraverso un fluido è impostata di default in quanto, localmente, se due particelle di fluido a temperatura diversa si urtano, istantaneamente hanno velocità relativa nulla, per cui sussiste scambio termico conduttivo. La conduzione attraverso le pareti solide, invece, viene tenuta in conto, e quindi calcolata, solo se in prossimità della stessa parete è attivato, attraverso l'impostazione delle condizioni al contorno lo scambio termico convettivo ed essa ha uno spessore non nullo.

Quando la potenza termica (primo membro della equazione di Fourier) è costante allora l'equazione può essere integrata ottenendo:

$$\dot{Q}_{cond} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{L}$$

Dove A è l'area della parete,  $T_1$  e  $T_2$  sono le temperature a cavallo della parete e L lo spessore della parete.

#### *Concetto di resistenza termica*

L'equazione della conduzione attraverso una parete piana può essere scritta come:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{parete}}$$



Dove  $R_{parete} = \frac{L}{\lambda A}$  è la resistenza conduttiva della parete.

L'equazione precedente per il flusso termico è del tutto analoga alla equazione per il flusso di corrente elettrica I:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_{el}}$$

Allo stesso modo si può scrivere il flusso termico per convezione e la resistenza termica per convezione con:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA}$$

Analogamente al caso elettrico attraverso pareti formate da strati di materiali ciascuno con proprietà diverse si possono applicare le leggi sulle reti:

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + \dots + R_n$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}}$$

### *Esempio*

Nel caso del presente lavoro si può confrontare la resistenza termica del vetro dei finestrini spesso 3 mm con un coefficiente di conduzione di 0.93 W/m°K con quella della restante parte dell'autoveicolo pensato composto da:

- Uno strato di 3 mm di rivestimento in tessuto ( $\lambda = 0.7 W / m^\circ K$ )
- Una camera d'aria di 4 mm di spessore ( $\lambda_{aria} = 0.0242 W / m^\circ K$ )
- Uno strato di alluminio spesso 3 mm ( $\lambda_{all} = 237 W / m^\circ K$ )



Nel primo caso si ha (per unità di area):

$$R = \frac{L}{\lambda} = \frac{0.003m}{0.93W / m \cdot ^\circ K} = 0.003226^\circ K / W$$

Nel secondo caso, invece si ha:

$$R_{tot} = \frac{L_{all}}{\lambda_{all}} + \frac{L_{aria}}{\lambda_{aria}} + \frac{L_{tessuto}}{\lambda_{tessuto}} = \left( \frac{0.003}{237} + \frac{0.004}{0.0242} + \frac{0.003}{0.7} \right)^\circ K / W = 0.1696^\circ K / W$$

Si può osservare che nel secondo caso si ha un valore di resistenza 52 volte superiore, ciò significa che, in analogia al caso elettrico, il flusso di calore attraverso la lamiera benché conduttrice sarà trascurabile rispetto a quello attraverso i finestrini.

### 3.3 - CONVEZIONE

La convezione è il trasferimento di energia tra due sistemi a contatto tra loro uno dei quali deve essere necessariamente fluido e deve essere dotato di velocità non nulla; la convezione implica dunque, la combinazione fenomeno conduttivo-trasporto di massa; quest'ultimo è dovuto al campo di velocità e i suoi effetti aumentano all'aumentare dell'intensità di tale campo. In questo caso si dice che siamo in presenza di convezione forzata. La convezione può instaurarsi anche nel caso in cui non sia imposto un campo di velocità "forzato" è possibile che in stato di quiete nascano flussi convettivi dovuti al riscaldamento di alcune zone di fluido che si troverebbero ad avere densità inferiori alle zone limitrofe e quindi soggette alla spinta di Archimede. In questo gioca un ruolo fondamentale l'applicazione del vettore gravità  $g$ . Nel caso in esame la convezione libera è stata del tutto trascurata ed il vettore  $g$  non è stato applicato. La legge di Newton permette di esprimere la potenza termica scambiata per convezione:

$$\dot{Q}_{conv} = h(T_s - T_\infty),$$



dove  $h$  è il coefficiente di convezione e rappresenta la quantità di calore scambiata per unità di superficie per unità di differenza di temperatura, mentre  $T_s$  e  $T_\infty$  sono, rispettivamente, le temperature della superficie e del fluido nella sua corrente indisturbata.

Quando il fluido viene fatto scorrere su una superficie solida lo strato di fluido a contatto con la superficie aderisce ad essa, questo fenomeno è chiamato scorrimento nullo. In questo strato lo scambio tra parete e fluido avviene per conduzione per cui il flusso termico è:

$$\dot{q}_{conv} = \dot{q}_{cond} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y}_{y=0}$$

Uguagliando le due equazioni si ottiene:

$$h = \frac{-\lambda_{fluido} \frac{\partial T}{\partial y}_{y=0}}{T_s - T_\infty}$$

In generale il coefficiente di convezione varia nella direzione del flusso per cui spesso si fa riferimento al coefficiente di convezione medio. E' pratica comune raggruppare le variabili da cui dipende il fenomeno in numeri dimensionali. Adimensionalizzando il coefficiente di convezione  $h$  si ottiene il numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h\delta}{\lambda}$$

Dove  $\lambda$  è la conduttività termica del fluido e  $\delta$  è la lunghezza caratteristica. Il numero di Nusselt si ricava dal rapporto tra il calore scambiato per convezione e quello per conduzione:

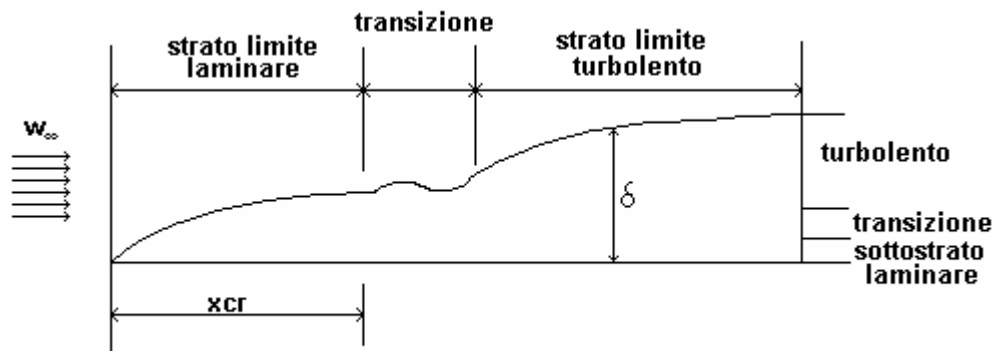
$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{\lambda \frac{\Delta T}{\delta}} = Nu$$

Risulta intuitivo che per velocità nulle del flusso si ha un numero di Nusselt uguale a 1 e per velocità crescenti si ha un numero crescente di Nusselt.



### Lo strato limite di velocità

Si consideri il moto di un fluido su una lastra piana, la coordinata  $x$  è misurata lungo la superficie della lastra a partire dal bordo d'attacco nella direzione del moto, mentre  $y$  è misurata a partire dalla superficie nella direzione normale ad essa. Il fluido investe la piastra con velocità  $w_\infty$  nella direzione  $x$ . Si consideri il fluido come composto da strati adiacenti sovrapposti, la velocità del primo strato sarà nulla per la condizione di scorrimento nullo, via via la velocità aumenterà fino ad arrivare asintoticamente a  $w_\infty$ . Si chiamerà spessore dello strato limite lo spessore attraverso il quale la velocità passerà da 0 a  $0.99w_\infty$ . All'interno dello strato limite si percepirà il comportamento viscoso del fluido.



Misure sperimentali dimostreranno che gli sforzi viscosi sulla lamina saranno:

$$\tau_s = \mu \frac{\partial w}{\partial y}_{y=0}$$

Dove  $\mu$  è il coefficiente di viscosità dinamica del fluido che è una funzione della temperatura del fluido. Poiché la determinazione dello sforzo di taglio  $\tau_s$  è complicata perché richiede la conoscenza del profilo di velocità, il modo più pratico è quello di correlare  $\tau_s$  a  $w_\infty$  attraverso il coefficiente di forza  $C_f$ :

$$\tau_s = C_f \frac{\rho w_\infty^2}{2}$$

$$F_T = C_f A \frac{\rho w_\infty^2}{2}$$



## Flussi turbolenti e laminari

Osservando il moto del flusso sulla lastra piana ci si può accorgere che passando dal bordo d'attacco al bordo d'uscita il flusso passa da uno stato ordinato secondo linee di corrente ad uno stato caotico, una cosa simile ma meno visibile ad occhio nudo avviene anche lungo y. Si dice che il flusso passa da una condizione di moto laminare a turbolento. Tra i due è interposta una zona di transizione. Il passaggio da moto laminare a turbolento dipende dalla geometria, dalla rugosità, dalla velocità della corrente indisturbata, dalla temperatura e dal tipo di fluido. Reynolds scoprì che il tipo di moto dipende da un numero dimensionale definito come il rapporto tra le forze di inerzia e quelle viscosive:

$$Re = \frac{\text{forze\_inerziali}}{\text{forze\_viscose}} = \frac{w_{\infty} \delta}{\nu}$$

Dove  $w_{\infty}$  è la velocità del moto imperturbato,  $\delta$  una lunghezza caratteristica e  $\nu = \mu / \rho$  la viscosità dinamica del fluido. Il flusso rimane laminare per numeri di Reynolds inferiori ad un valore critico, per lastra piana tale valore è circa 500000.

## Lo strato limite termico

Quando un fluido si muove su una superficie di un solido ad una temperatura diversa si ha uno strato limite di temperatura per un fenomeno del tutto analogo a quello che si verifica per la velocità. Lo spessore dello strato limite di temperatura ad una certa distanza dal bordo d'attacco è definito come lo spessore in cui la differenza  $T - T_s$  è pari a  $0.99(T_{\infty} - T_s)$ . La potenza termica scambiata per convezione in un punto qualsiasi della superficie è legata al gradiente di temperatura locale, la forma dello strato limite di temperatura determina quindi lo scambio termico. I due strati limite, però, si sviluppano simultaneamente su una superficie e sono legati tra di loro. Gli spessori degli strati limite di velocità e di temperatura sono meglio descritti dal parametro dimensionale detto numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{\text{diffusività\_molecolare\_della\_quantità\_di\_moto}}{\text{diffusività\_molecolare\_del\_calore}} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

È una proprietà del fluido e va da 0.01 per i metalli liquidi a 100000 per oli pesanti.





### *Flusso su lastra piana*

Vediamo come si calcolano in maniera semiempirica i coefficienti di trasmissione di calore. Si utilizza, prima di tutto, il numero di Nusselt medio che è espresso dalla relazione:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = C Re_L^m Pr^n$$

Dove L è la lunghezza della lastra piana, C, m, n sono coefficienti che dipendono dal tipo di moto. Se le proprietà del fluido dipendono dalla temperatura e questa varia attraverso lo strato limite si utilizza una temperatura di riferimento media aritmetica attraverso lo strato limite:

$$T_f = \frac{T_s - T_\infty}{2}$$

Si indicheranno con pedice x i coefficienti locali, i valori medi, invece, saranno calcolati come integrazione sull'intera superficie dei valori locali:

$$C_f = \frac{1}{L} \int_0^L C_{f,x} dx$$

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx$$

### *Flusso laminare*

Per flusso laminare il coefficiente di forza locale ed il numero di Nusselt locale si esprimono rispettivamente:

$$C_{f,x} = \frac{0.664}{Re_x^{1/2}}$$

$$Nu_x = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} (Pr \geq 0.6)$$

Integrando su L si ottiene:

$$C_f = \frac{1.328}{Re_L^{1/2}}$$



$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} (Pr \geq 0.6)$$

Tutto ciò per  $Re \leq Re_{cr}$

### *Flusso turbolento*

Per flusso turbolento il coefficiente di forza locale ed il numero di Nusselt locale si esprimono rispettivamente:

$$C_{f,x} = \frac{0.0592}{Re_x^{1/5}} (5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7)$$

$$Nu_x = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} (0.6 \leq Pr \leq 60), (5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7)$$

Integrando si ottiene:

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} (5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7)$$

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = 0.037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} (0.6 \leq Pr \leq 60), (5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7)$$

### *Flusso combinato Laminare-Turbolento*

Nei casi in cui il flusso laminare non può essere trascurato cioè  $x_{cr}$  è dello stesso ordine di L si ha:

$$C_f = \frac{0.074}{Re_L^{1/5}} - \frac{1742}{Re_L} (5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7)$$

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} (0.6 \leq Pr \leq 60), (5 \times 10^5 \leq Re_x \leq 10^7)$$



### *Esempio*

Si calcoli per esempio il coefficiente di scambio termico per convezione sui finestrini della nostra auto attraverso l'analogia della lastra piana e con l'ipotesi che il flusso laminare possa considerarsi trascurabile

Proprietà dell'aria:

$$\lambda = 0.0297 \text{ W / (m} \cdot \text{°C)}$$

$$\text{Pr} = 0.706$$

$$\nu = 2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

L'auto si muove alle velocità di 60, 90 120 km/h corrispondenti a 16.66, 25, 33.33m/s

La lunghezza dell'auto è 3 m

Utilizzando l'equazione del numero di nusselt per flusso turbolento con i 3 numeri di reynolds relativi alle 3 velocità si ottengono 3 coefficienti di trasmissione del calore: 35, 50 e 62 W/(m<sup>2</sup>°K).

In Fluent la convezione è modellizzata come condizione al contorno, semplicemente impostando, nel pannello della termica relativo alla superficie in prossimità della quale si ha scambio termico, la convezione. In input occorre inserire il valore di  $h$  relativo al fluido e la temperatura della parete esterna, nel caso in cui essa abbia uno spessore non nullo. Se la parete ha spessore nullo, la temperatura della sua superficie esterna coincide con quella della superficie interna.

### **3.4 - IRRAGGIAMENTO**

L'irraggiamento è l'emissione di energia sotto forma di onde elettromagnetiche che rappresentano l'energia emessa da ogni molecola o atomo che si trovi ad una temperatura superiore allo 0 kelvin nel suo moto di oscillazione, la cui lunghezza d'onda diminuisce con l'aumentare della sua temperatura. come risultato di modificazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi. La trasmissione di calore per irraggiamento non richiede né il contatto tra i sistemi sedi del fenomeno né la presenza di un mezzo interposto tra essi poiché le onde elettromagnetiche si propagano anche nel vuoto e la loro velocità di propagazione è pari a



quella della luce nel mezzo. Nel 1887 Hertz dimostrò l'esistenza delle onde elettromagnetiche che, come tutte le onde, trasportano energia, sono caratterizzate dalla frequenza  $\nu$  e dalla lunghezza d'onda  $\lambda$ , proprietà legate dalla relazione:

$$\lambda = \frac{c}{\nu}$$

Dove  $c$  è la velocità della luce nel mezzo di trasmissione.  $c$  è legata alla velocità della luce nel vuoto dalla relazione:

$$c = \frac{c_0}{n}$$

Dove  $n$  è l'indice di rifrazione del mezzo considerato e  $c_0$  è la velocità della luce nel vuoto che è costante e vale  $2.998 \cdot 10^8 \text{ m/s}$ .  $n$  vale 1 per la maggior parte dei gas e 1.5 per l'acqua ed il vetro. Come proposto da Max Planck nel 1900 la radiazione elettromagnetica può essere considerata come propagazione di un insieme di pacchetti discreti di energia detti fotoni o quanti ciascuno caratterizzato da una frequenza ed una energia:

$$e = h\nu = \frac{hc}{\lambda}$$

Dove  $h$  è la costante di Planck e vale  $6.625 \cdot 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$

Le onde elettromagnetiche sebbene tutte della stessa natura differiscono nel loro comportamento al variare della lunghezza d'onda. Nella realtà le onde elettromagnetiche occupano un esteso campo che va da  $10^{-10} \mu\text{m}$  (raggi cosmici) a  $10^{10} \mu\text{m}$  (onde elettriche di potenza) passando per i raggi gamma, i raggi x la radiazione ultravioletta, la luce visibile, la radiazione infrarossa, le microonde e le onde radio. Di particolare interesse per il seguente lavoro sono la radiazione infrarossa e la luce visibile (fasce contigue che si estendono rispettivamente tra  $100\text{-}0.76 \mu\text{m}$  e  $0.76\text{-}0.4 \mu\text{m}$ )

Il fenomeno dell'irraggiamento segue la legge di Stefan-Boltzmann, per un corpo grigio si ha:

$$\Phi_{ir} = \epsilon \sigma T^4$$



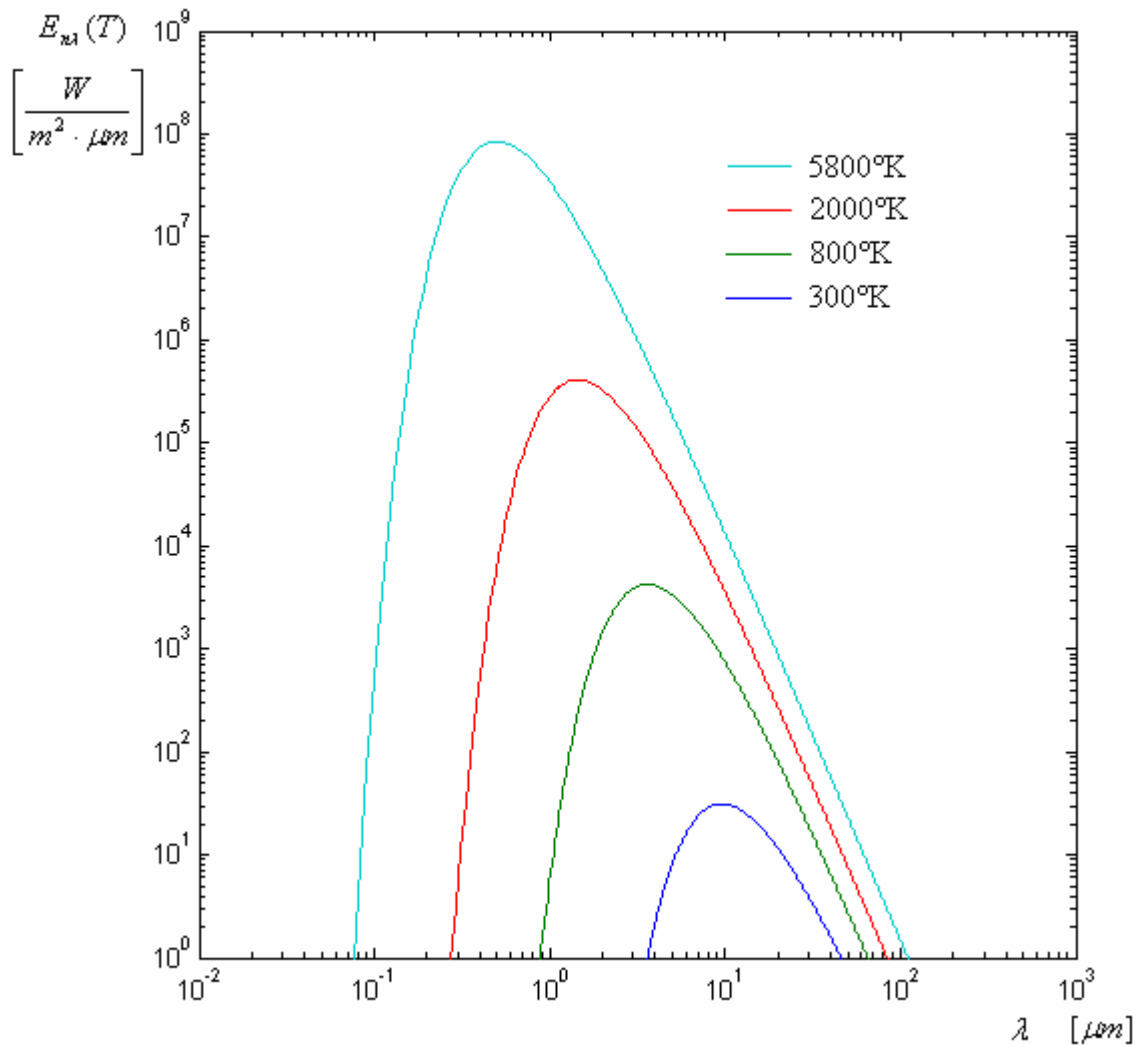
dove  $\sigma$  è la costante di Stefan-Boltzmann il cui valore è  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$  mentre  $\varepsilon$  è una costante denominata emissività, assume valore unitario per un corpo nero.

Un corpo nero è un perfetto emettitore ed assorbitore di radiazione elettromagnetica poichè emette la massima radiazione per ogni temperatura e lunghezza d'onda ed assorbe tutta la radiazione incidente indipendentemente da direzione e lunghezza d'onda. La legge di Stefan-Boltzmann fornisce il potere emissivo totale di un corpo che risulta l'integrale di tutta la radiazione emessa attraverso tutte le lunghezze d'onda. Il potere emissivo monocromatico (cioè per unità di lunghezza d'onda) è invece espresso dalla legge della distribuzione di Planck:

$$E_{n\lambda}(T) = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2 / \lambda T) - 1]}$$

Dove  $C_1 = 2\pi^5 hc_0^2 / 15 = 3.742 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4 / \text{m}^2$ ,  $C_2 = hc_0 / k = 1.439 \cdot 10^4 \mu\text{m} \cdot \text{K}$ ,  $k$  è la costante di Boltzmann e vale  $1.3805 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$ . Se l'irraggiamento avviene in un mezzo, invece,  $C_1$  deve essere sostituito con  $C_1 / n^2$  con  $n$  indice di rifrazione del mezzo. L'integrale sulle lunghezze d'onda della legge della distribuzione di Planck ad una fissata temperatura è proprio il secondo membro della equazione di Stefan –Boltzmann. Lo studio della funzione di Planck ci dice che:

- La radiazione emessa è funzione continua della lunghezza d'onda che, fissata la temperatura, all'aumentare della lunghezza d'onda aumenta fino ad un massimo per poi diminuire.
- Fissata la lunghezza d'onda, la radiazione emessa aumenta all'aumentare della temperatura
- All'aumentare della temperatura le curve diventano più ripide e si spostano a sinistra nella zona delle lunghezze d'onda più corte, per cui a temperature più elevate, una frazione maggiore di radiazione è emessa a lunghezze d'onda più corte.
- La radiazione emessa dal sole ipotizzato come un corpo nero alla temperatura di  $5762^\circ\text{K}$  raggiunge il suo picco proprio nella zona visibile in perfetta sintonia con la capacità dei nostri occhi.



### *Le proprietà radiative*

La radiazione termica è considerata un fenomeno superficiale per la maggior parte dei materiali opachi come i metalli, il legno, i mattoni etc.. per i quali si parla di proprietà radiative superficiali. Per alcuni materiali semitrasparenti come il vetro e l'acqua che consentono alla radiazione visibile di penetrare per spessori notevoli prima di essere completamente assorbita, la radiazione non può essere considerata un fenomeno superficiale perché l'intero volume del



materiale interagisce con essa. Si noti, d'altra parte, che l'acqua o il vetro risultano opachi alla radiazione infrarossa. Poiché i materiali si comportano in modo diverso a seconda della radiazione che incide su di essi, la dipendenza della lunghezza d'onda delle proprietà risulta importante.

### *Emissività*

Si definisce emissività di una superficie il rapporto tra la radiazione emessa dalla superficie e la radiazione emessa dal corpo nero alla stessa temperatura. Si indica con  $\varepsilon$  ed è un numero compreso tra 0 e 1. In pratica è la misura di quanto un corpo approssima il comportamento del corpo nero. L' emissività di una superficie reale non è costante ma dipende dalla lunghezza d'onda, dalla direzione, e la temperatura della superficie. L' emissività di una superficie ad una lunghezza d'onda si chiama emissività monocromatica, quella in una certa direzione si chiama direzionale. L'emissività ad una certa lunghezza d'onda mediata su tutte le direzioni si chiama emisferica mentre quella mediata su tutte le lunghezze d'onda si chiama totale. Per semplicità nelle nostre modellizzazioni si considereranno al massimo della complicazione le emissività emisferiche monocromatiche o per le prime approssimazioni si farà l'ipotesi di corpo grigio cioè un corpo avente emissività costante su tutte le direzioni e tutte le lunghezze d'onda.

### *Assorbimento, riflessione e trasmissione*

Tutti i corpi emettono radiazione in relazione alla loro emissività. Perciò ogni corpo viene costantemente bombardato dalla radiazione che arriva da tutte le direzioni. La radiazione incidente su una superficie per unità di area e per unità di tempo viene chiamata irradianza e si indica con  $G$ . Quando la radiazione colpisce una superficie parte di essa viene assorbita, parte riflessa e la restante, se c'è, viene trasmessa. Si definiranno quindi i rispettivi coefficienti con:

$$\alpha = \frac{\text{radiazione\_assorbita}}{\text{radiazione\_incidente}}$$

$$\rho = \frac{\text{radiazione\_riflessa}}{\text{radiazione\_incidente}}$$

$$\tau = \frac{\text{radiazione\_trasmessa}}{\text{radiazione\_incidente}}$$



Sono tutti coefficienti compresi tra 0 e 1. Sussiste, ovviamente, per corpi qualsiasi la relazione:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

E per superfici opache in cui  $\tau = 0$  si ha:

$$\alpha + \rho = 1$$

Come l'emissività i coefficienti di assorbimento, riflessione e trasmissione dipendono dalla direzione dalla quale proviene la radiazione e dalla lunghezza d'onda della stessa. Come per l'emissività si possono definire le quantità totali emisferiche e monocromatiche. Il coefficiente di assorbimento, in particolare, non risulta, contrariamente a quello di emissione, dipendente dalla temperatura del corpo ma da quella della sorgente (cioè dalla lunghezza d'onda della radiazione) per esempio per il tetto di cemento di un edificio è circa 0.6 per la radiazione solare (5800°K) e 0.9 per radiazione proveniente dagli edifici circostanti (sorgenti a 300°K nell'infrarosso).

### *Legge di Kirchhoff*

L'emissività emisferica totale di una superficie alla temperatura T è uguale al coefficiente di assorbimento emisferico totale per radiazione proveniente da un corpo nero alla stessa temperatura:

$$\varepsilon(T) = \alpha(T)$$

Si noti che tale relazione vale quando la sorgente ed il corpo si trovano alla stessa temperatura (quando vi è una differenza superiore al centinaio di gradi).

### *L'irraggiamento in Fluent*

Nella schematizzazione del sistema in esame lo scambio termico attraverso l'irraggiamento insieme all'importante contributo del carico solare non sono trascurati, anzi, sono tenuti in forte considerazione attraverso l'applicazione dei diversi metodi che Fluent possiede per modellizzare lo scambio termico per irraggiamento che sono:

- Discrete transfer radiation model (DTRM);
- P-1 radiation model;





- Rosseland radiation model;
- Surface-to-surface radiation model (S2S);
- Discrete ordinates radiation model (DO).

Segue una breve trattazione di ognuno di questi, ricordando, inoltre, che Fluent dispone di due sistemi per modellizzare gli effetti del carico solare:

- “Solar Ray Tracing”;
- “DO Irradiation”.

L’equazione dell’irraggiamento (RTE) per un mezzo assorbente, emittente e “scatterizzante” alla posizione  $\vec{r}$  in direzione  $\vec{s}$  è espressa dalla relazione seguente:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$$

Dove:

$\vec{s}'$  è il vettore direzione dello scattering;

$s$  è la lunghezza di traiettoria;

$a$  è il coefficiente di assorbimento;

$n$  è l’indice di rifrazione;

$\sigma_s$  è il coefficiente di scattering;

$\sigma$  è la costante di Stefan-Boltzmann;

$I$  è l’intensità della radiazione;

$T$  è la temperatura locale;

$\Phi$  è la funzione di fase;

$\Omega'$  è l’angolo solido;

$(a + \sigma_s)s$  è l’opacità del mezzo.

La figura seguente spiega la natura dei termini dell’equazione RTE:

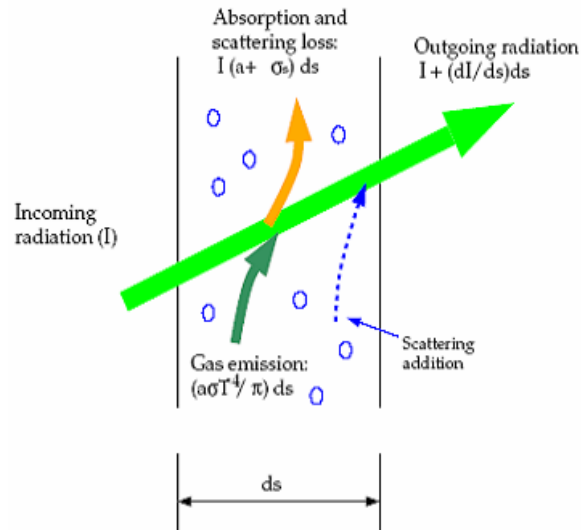


Fig 3.1 - schema dei termini dell'equazione RTE

### 3.4.1 DISCRETE TRANSFER RADIATION MODEL (DTRM)

La principale assunzione del DTRM è che la radiazione emanata dagli elementi di superficie in un certo range di angoli solidi può essere approssimata con un singolo raggio. L'equazione che descrive la variazione di intensità di energia radiante,  $dI$ , lungo una traiettoria,  $ds$ , può essere scritta come:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi},$$

dove:

$a$  = coefficiente di assorbimento del gas

$I$  = intensità della radiazione

$T$  = temperature locale del gas

$\sigma$  = costante di Stefan-Boltzmann ( $5.672 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ )

Il coefficiente di scattering è assunto essere 0 l'indice di rifrazione uguale a 1. Il metodo DTRM integra la precedente equazione lungo una serie di raggi irradiati dalle superfici di contorno, se  $a$  è costante  $I(s)$  può essere calcolata con:

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-0.8}) + I_0 e^{-0.8}$$



Dove  $I_0$  è l'intensità radiante all'inizio della traiettoria incrementale che è determinata dalle condizioni al contorno. La sorgente di energia nel fluido dovuta alla radiazione è quindi calcolata sommando gli integrali sulle traiettorie dei singoli raggi all'interno del volume di controllo. L'accuratezza del metodo è limitata dal numero di raggi tracciati e dalla griglia di calcolo. Nel DTRM è utilizzata la tecnica del "ray tracing" per calcolare il trasferimento di energia termica tra superfici senza calcolare esplicitamente il "view factor" (frazione di energia irradiata da una superficie che incide su un'altra superficie).

### *Ray tracing*

Le traiettorie del raggio sono calcolate e immagazzinate prima di fare calcoli sul flusso. Su ogni faccia irradiante vengono definiti un certo numero di raggi tra loro distanziati a discreti valori degli angoli azimutali e polari:

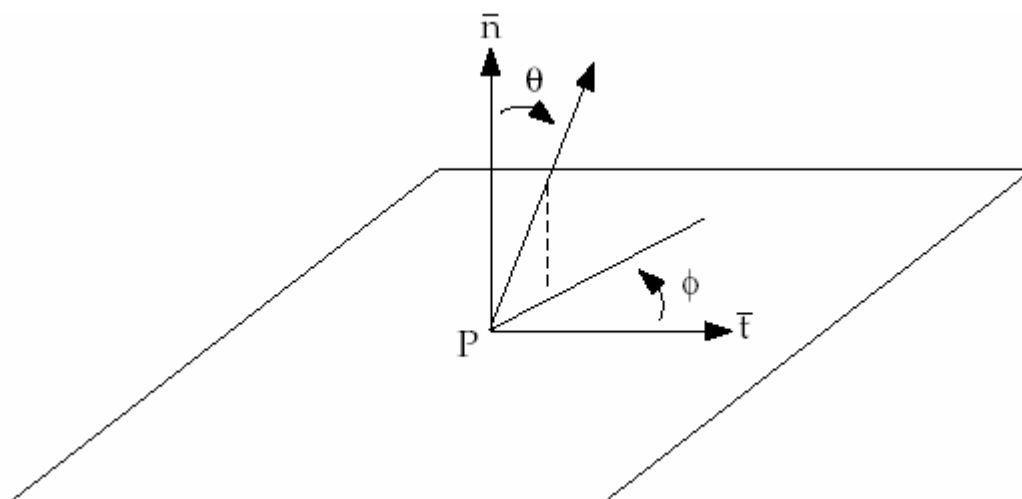


Fig 3.2 - Angoli azimutale e polare

Per coprire l'emisfera irradiante  $\Theta$  e  $\Phi$  sono fatti variare in maniera discreta rispettivamente fra  $0$  e  $\pi/2$  e da  $0$  a  $2\pi$ . Ogni raggio è quindi tracciato e per determinare il volume di controllo che intercetta e la sua lunghezza all'interno di ogni volume. Queste informazioni sono quindi scritte in un file ed utilizzate in seguito.

### *Clustering*

Il DTRM è, computazionalmente parlando, molto dispendioso quando ci sono molte superfici che irradiano e molti volumi che vengono attraversati. Per ridurre i costi computazionali il



numero delle superfici irradianti e di quelle assorbenti è ridotto raggruppando (clustering) le celle di superficie ( o di volume se stiamo raggruppando i volumi intercettati dai raggi) in grappoli, discretizzando ulteriormente il problema. Il flusso di calore irraggiato incidente ed i volumi sorgenti sono calcolati per i “grappoli” e sono poi distribuiti sulle singole celle di superficie e di volume che formano i grappoli. Data la non linearità del problema (il flusso di calore è proporzionale alla potenza quarta della temperatura) le temperature delle superfici e dei volumi dei grappoli sono ottenute facendo una media pesata co superfici e volumi rispettivamente:

$$T_{sc} = \left( \frac{\sum_f A_f T_f^4}{\sum_f A_f} \right)^{1/4}$$

$$T_{sc} = \left( \frac{\sum_c V_c T_c^4}{\sum_c V_c} \right)^{1/4}$$

Dove  $T_{sc}$  e  $T_{vc}$  sono le temperature delle superfici e dei volumi dei grappoli,  $A_f$  e  $T_f$  sono l'area e la temperatura della faccia  $f$ ,  $V_c$  e  $T_c$  sono il volume e la temperatura della cella  $c$ .

### **3.4.2 P-1 RADIATION MODEL**

Il P-1 è il caso più semplice del più generale P-N model, basato nell'espansione in serie ortogonale di armoniche sferiche dell'intensità dell'energia radiante. L'equazione aggiuntiva utilizzata dal solutore per la stima del flusso di calore radiante  $q_r$  è:

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G = -\Gamma \nabla G$$

dove:  $C$  è il coefficiente della funzione di fase lineare anisotropia;  
 $G$  è la radiazione incidente.

L'equazione di trasporto per  $G$  è:



$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = S_G$$

Dove  $\sigma$  è la costante di Stefan-Boltzmann e  $S_G$  è una sorgente di radiazione definita dall'utente. Fluent risolve questa equazione per determinare  $G$  quando è attivo il modello P-1.

### 3.4.3 ROSSELAND RADIATION MODEL

Il “Rosseland model” è valido quando il mezzo è opaco ed è raccomandato nei problemi in cui l’“optical thickness” è maggiore di tre. Differisce dal P-1 radiation model nel fatto che l’intensità della radiazione è quella di un corpo nero alla temperatura del gas. Per cui il vettore  $G$  può essere approssimato alla espressione:

$$G = 4\sigma n^2 T^4$$

E quindi:

$$q_r = -16\sigma \Gamma n^2 T^3 \nabla T.$$

### 3.4.4 “DISCRETE ORDINATE” (DO) RADIATION MODEL

Questo modello risolve l’equazione di trasferimento di calore radiante per un numero finito di angoli solidi discreti, ognuno associato ad un vettore direzione  $\hat{s}$  fissato nel sistema di coordinate cartesiane assoluto. E’ possibile controllare l’accuratezza della discretizzazione angolare in analogia alla scelta del numero di raggi per il DTRM.

Il modello trasforma l’equazione RTE in un’equazione di trasporto in coordinate spaziali, risolvendo tante equazioni di trasporto quanti sono i vettori direzione  $\hat{s}$ , e considera la singola equazione come un’equazione di campo trattandola analogamente all’equazione di massa e di energia. La RTE può essere scritta come:

$$\nabla \cdot (I(\hat{r}, \hat{s}) \hat{s}) + (a + \sigma_s) I(\hat{r}, \hat{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\hat{r}, \hat{s}') \Phi(\hat{s} \cdot \hat{s}') d\Omega'.$$



Fluent, per questo modello, permette, anche, di modellizzare radiazioni non grigie utilizzando un “gray-band model”, la RTE può essere riscritta in termini di intensità spettrale  $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ :

$$\nabla \cdot (I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'$$

dove:  $\lambda$  è la lunghezza d'onda;

$a_\lambda$  è il coefficiente di assorbimento spettrale;

$I_{b\lambda}$  è l'intensità di irraggiamento del corpo nero data dalla funzione di Planck.

Il coefficiente di scattering, la funzione di fase di scattering e l'indice di rifrazione sono assunti indipendenti dalla lunghezza d'onda.

Nel caso si voglia implementare un “non-gray model”, il DO divide in  $N$  le bande della lunghezza d'onda, che non occorre siano contigue o uguali in estensione. La RTE, diventata un'equazione di trasporto per  $I_\lambda \Delta\lambda$ , è integrata per ogni intervallo di lunghezza d'onda, assumendo grigio il comportamento in ogni banda; l'intensità totale  $I(\vec{r}, \vec{s})$  è calcolata utilizzando la formula:

$$I(\vec{r}, \vec{s}) = \sum_{k=1}^N I_{\lambda_k}(\vec{r}, \vec{s}) \Delta\lambda_k.$$

### *Discretizzazione e pixellizzazione*

Per quanto concerne la discretizzazione dello spazio computazionale, ogni ottante è diviso in  $N_\theta \times N_\phi$  ( $\theta$  angolo polare,  $\phi$  angolo azimutale) angoli solidi di estensione  $\omega_i$ , chiamati angoli di controllo. In  $2D$  sono considerati, a causa della simmetria, solo quattro ottanti, formando un totale di  $4N_\theta N_\phi$  direzioni, in  $3D$  sono considerate  $8N_\theta N_\phi$  direzioni (nel caso di un “non-gray model” sono risolte  $4N_\theta N_\phi$  o  $8N_\theta N_\phi$  equazioni per ogni banda). Ogni superficie del volume di controllo, individuata dalla discretizzazione angolare, viene pixellizzata dividendo così l'angolo di controllo in  $N_{\theta_p} \times N_{\phi_p}$  pixels.

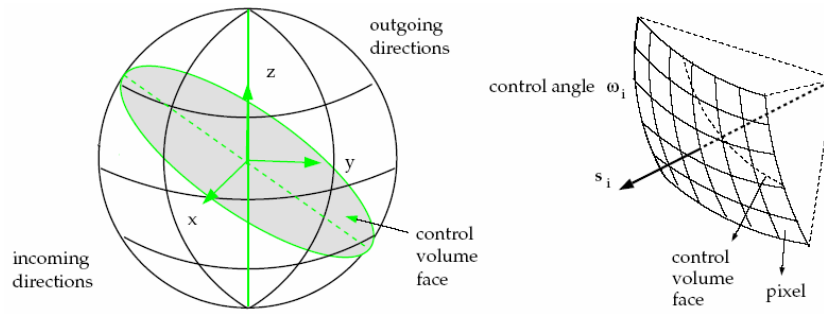


Fig 3.3 - discretizzazione e pixellizzazione

### Condizioni al contorno

#### “Opaque walls”

Il DO permette di definire le superfici opache che sono all'interno del dominio (con zone adiacenti fluide o solide da entrambe le parti della superficie in questione) o all'esterno (con una zona adiacente fluida o solida da una sola parte).

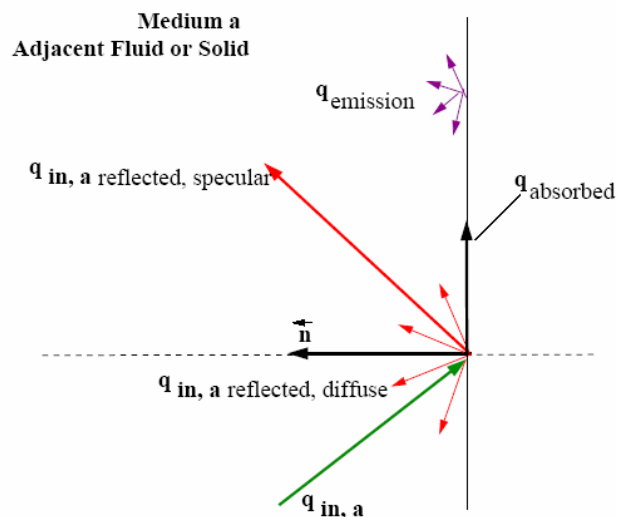


Fig 3.4 - Radiazione incidente, riflessa, assorbita per un “opaque walls”

La figura mostra lo schema di una radiazione incidente,  $q_{in,a}$ , nel lato  $a$ , della superficie opaca; una parte dell'energia radiante è riflessa sia in maniera diffusa che in maniera speculare in funzione della “diffuse fraction”  $f_d$  per la parte  $a$  della superficie, specificata come condizione al contorno; un'altra parte della radiazione incidente è assorbita ed una frazione di questa viene emessa in funzione dell'emissività della superficie e della “diffuse



fraction”. L’energia radiante non è trasmessa attraverso il mezzo opaco. Se  $q_{in}$  è la parte di energia radiante incidente la superficie opaca, Fluent computa le seguenti quantità:

- Emissione dalla superficie  $= n^2 \epsilon_w \sigma T_w^4$ ;
- Energia riflessa in maniera diffusa  $= f_d (1 - \epsilon_w) q_{in}$ ;
- Energia riflessa specularmente  $= (1 - f_d) q_{in}$ ;
- Assorbimento alla parete  $= f_d \epsilon_w q_{in}$  . ( deriva dalla legge di Kirchhoff)

### “Semi-transparent walls”

Fluent permette di specificare la parte interna ed esterna del “semi-transparent wall”: nel primo caso, la radiazione incidente può passare attraverso la parete ed essere trasmessa al mezzo adiacente (e possibilmente rifratta), e può essere riflessa e assorbita attraverso lo spessore della parete; trasmissione e riflessione possono essere diffuse e/o speculari. E’ possibile specificare la frazione diffusa per tutte le radiazioni trasmesse e riflesse, il resto è trattato specularmente.

Nel secondo caso, parte esterna della superficie semi-trasparente, ci sono due possibili fonti di irraggiamento: fascio radiante proveniente dall’esterno del dominio computazionale e radiazione incidente dovuto alle celle adiacenti della zona fluida o solida.

Per radiazioni non grigie, questa condizione al contorno è applicata per ciascuna banda base in cui si è diviso lo spettro della radiazione incidente e l’energia radiante è trasmessa, riflessa e rifratta come nel caso di radiazione grigia; occorre precisare che non vi è interazione tra le diverse bande ossia che non si ha trasmissione, riflessione o rifrazione di energia radiante tra una banda e l’altra.

Di default le equazioni del DO sono risolte in tutte le zone fluide ma in nessuna zona solida, infatti, se si ha come zona adiacente alla superficie a cui si applica la condizione al contorno una zona solida, occorre definire questa come partecipante alla radiazione.

- “*semi-transparent interior walls*”: nella figura sottostante è schematizzato il comportamento della superficie interna della parete a cui si è assegnata la condizione al contorno nel caso di radiazione incidente a spessore nullo. La radiazione attraversa la parete se e solo se le celle solide o fluide, appartenenti alla zona attigua alla superficie





in questione, partecipano alla trasmissione; l'energia radiante può essere trasmessa, specularmente e/o in maniera diffusa, e può essere riflessa alla parete.

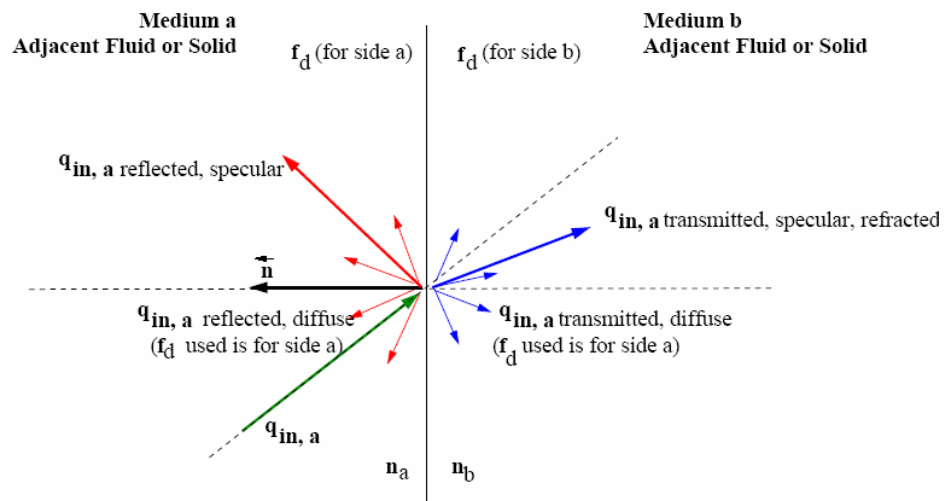


Fig 3.5 - Radiazione incidente, riflessa, assorbita e rifratta per un “interior wall”.

- “*semi-transparent exterior walls*”: nella figura sottostante è mostrato il caso generale di “semi-transparent walls” esterne con spessore della parete uguale a zero e coefficiente di assorbimento, assegnato come proprietà del materiale diverso da zero, in cui è applicato un fascio di radiazioni  $q_{irrad}$ .

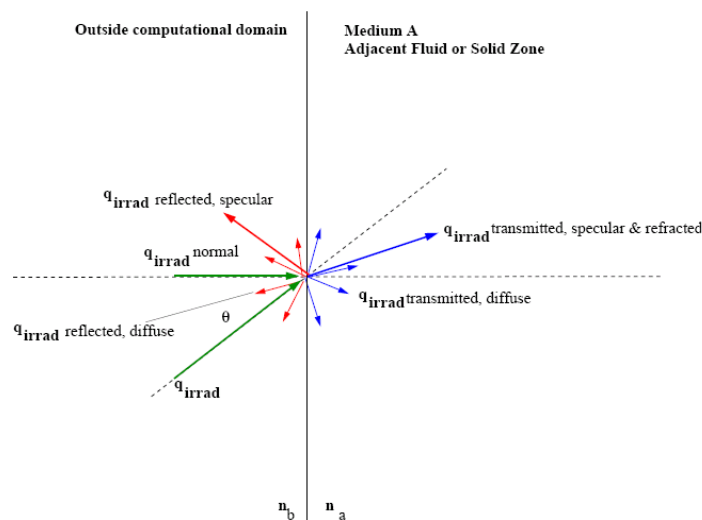


Fig 3.6 - Radiazione incidente, riflessa, assorbita e rifratta per un “exterior wall”.

Il flusso radiante, attraverso il “semi-transparent wall”, passa dall'esterno del dominio computazionale alla zona fluida adiacente o nel mezzo solido  $a$ . La radiazione trasmessa può essere rifratta e dispersa, specularmente e/o in maniera diffusa, in funzione dell'indice di



rifrazione e di  $f_d$  che sono stati impostati come inputs nelle condizioni al contorno; se l'indice di rifrazione  $n_b$  della parete è diverso da uno, ci sono componenti di  $q_{irrad}$  riflesse.

Il fascio radiante è definito dall'intensità, assegnata in termini di flusso di calore radiante incidente  $\left[ \frac{W}{m^2} \right]$ , dalla direzione e dallo spessore, specificato come quell'angolo solido entro cui l'irraggiamento è distribuito, del fascio stesso come mostrato in figura:

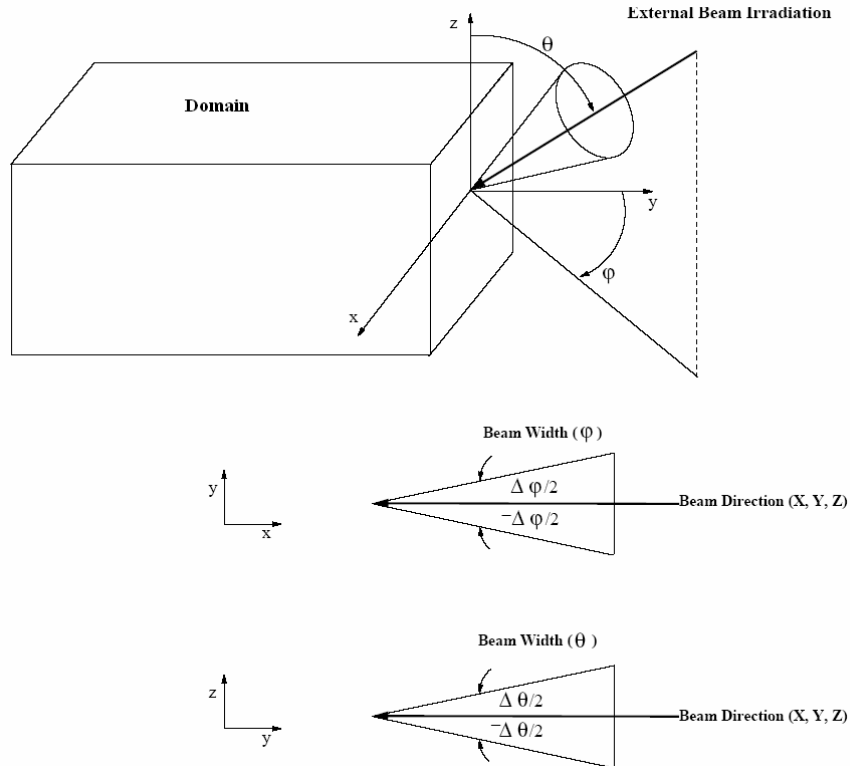


Fig 3.7 - Fascio radiante incidente.

### **3.4.5 SURFACE TO SURFACE RADIATION MODEL (S2S)**

Il modello S2S può essere utilizzato per tenere in considerazione lo scambio di radiazioni in un dominio chiuso di “gray-diffuse-surfaces”; l'energia scambiata tra due superfici dipende dalla loro dimensione, dalla distanza che le separa e dall'orientazione, parametri riassunti in una funzione geometrica chiamata “view-factor”.



La più importante assunzione del modello è che possono essere ignorati assorbimento, emissione e scattering della radiazione e quindi per l'analisi è necessario che venga considerata solo l'irraggiamento superficie-superficie.

Il flusso di energia emesso da una data superficie è composto da energia emessa direttamente e riflessa, in funzione del flusso di energia incidente la zona circostante, espresso in termini di flusso di energia emesso da tutte le altre superfici. L'energia riflessa dalla superficie  $k$  è:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k}$$

dove:  $q_{out,k}$  è il flusso di energia che lascia la superficie;

$\varepsilon_k$  è l'emissività;

$q_{in,k}$  è il flusso di energia incidente nella superficie della zona circostante.

$\rho_k$  è il coefficiente di riflessione che è uguale a  $1-\varepsilon$  se l'assorbimento della superficie  $k$  è 0

Il flusso di energia può essere espresso in termini di flusso di energia che lascia tutte le altre superfici con la seguente equazione:

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk}$$

Dove  $A_k$  è l'area della superficie  $k$  e  $F_{jk}$  è il "view factor" tra la superficie  $k$  e quella  $j$  che è calcolato con:

$$F_{kj} = \frac{1}{A_{ki}} \int_{A_{ki}} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_k \cos \theta_j}{\pi r^2} \delta_{kj} dA_k dA_j$$

$\delta_{kj}$  è 1 se  $dA_j$  è visibile da  $dA_k$  in caso contrario è 0. Usando la relazione di reciprocità del "view factor" si ha che:



$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj} \text{ per } j=1,2,3\dots N$$

Quindi si ha che:

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j}$$

Sostituendo si ha:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j}$$

Che può essere scritta in forma matriciale con:

$$J_k = E_k \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \text{ ovvero}$$

$$KJ = E$$

Dove  $J_k$  rappresenta l'energia irradiata dalla superficie  $k$  e  $E_k$  il potere emissivo della stessa superficie, è un sistema di  $N$  equazioni x  $N$  incognite della matrice  $J$ . Anche per il metodo S2S si procede al clustering per ridurre i tempi computazionali in modo del tutto analogo al DTRM.

### **3.5 - COME SCEGLIERE IL MODELLO DI IRRAGGIAMENTO**

Per molti problemi un modello di irraggiamento risulterà più appropriato degli altri, per decidere quale è bisogna tenere in considerazione i seguenti fattori:



- *Optical thickness*: definita come  $aL$  dove  $L$  è una lunghezza caratteristica del tuo dominio (per esempio se stiamo studiando una camera di combustione  $L$  è il suo diametro). Se  $aL \gg 1$  le migliori alternative sono il P-1 ed il Rosseland, il P-1 è usato per optical thickness  $>1$ , invece per optical thickness  $>3$  il Rosseland risulta meno dispendioso e più efficiente. Per optical thickness  $< 1$  solo il DO ed il DTRM sono appropriati ma entrambi risultano dispendiosi per cui si consiglia di usare il P-1 ed il Rosseland tutte le volte che si può.
- *Scattering ed emissività*: il P-1, Rosseland ed il DO tengono in conto lo scattering ma il DTRM lo trascura, il Rosseland è insensibile all'emissività delle pareti.
- *Effetti di particelle*: solo il P-1 ed il DO tengono conto di effetti cambiamento di radiazione tra gas e particelle.
- *Pareti semi-trasparenti e speculari*: solo il DO permette di modellizzare l'effetto di pareti semi-trasparenti, speculari e semi-speculari
- *Fonti di calore localizzate*: in problemi di fonti localizzate di calore il P-1 sovrastima i flussi radiativi, il DO è probabilmente il migliore in questi casi, ma anche il DTRM con un numero sufficiente di raggi è accettabile.
- *Trasferimento di calore per irraggiamento in dominio chiuso in un mezzo non partecipante*: il S2S è il più indicato per questo tipo di problema

### **3.5.1 - VANTAGGI E LIMITAZIONI DEI MODELLI**

DTRM:

- vantaggi:
  - modello relativamente semplice;



- è possibile aumentare l'accuratezza aumentando il numero dei raggi;
- è applicabile a un ampio range di “optical thicknesses”;
- limitazioni:
  - assume che tutte le superfici siano diffuse (la riflessione di una radiazione incidente rispetto ad una superficie è isotropica rispetto ad un angolo solido);
  - non contempla gli effetti dello scattering;
  - considera una “gray-radiation”;
  - considerando un grande numero di raggi, il calcolo computazionali è dispendioso;
  - non è compatibile con processi in parallelo.

P-1:

- vantaggi:
  - la risoluzione dell'equazione di diffusione richiede bassi costi computazionali;
  - include gli effetti dello scattering;
  - è facilmente applicabile a geometrie complesse;
- limitazioni:
  - risolve un'equazione di trasporto ulteriore;
  - assume che tutte le superfici siano diffuse;
  - considera una “gray-radiation”;
  - è poco accurato se l'“optical thickness” è piccolo;
  - tende a sovrastimare il flusso radiante nel caso di fonti di calore localizzate.

Rosseland:

- vantaggi:
  - più veloce del P-1;
  - richiede meno memoria rispetto al P-1;
- limitazioni:
  - è raccomandato solo per “optical thicknesses” maggiori di tre;
  - è disponibile solo se il solutore è impostato in modalità “segregated”.



DO:

- vantaggi:
  - permette di valutare l'irraggiamento attraverso "semi-transparent walls";
  - il costo computazionale è moderato per tipici angoli di discretizzazione;
  - le richieste di memoria sono modeste;
  - è possibile includere gli effetti dello scattering, dell'anisotropia e dei mezzi semi-trasparenti;
- limitazioni:
  - modellizzando "non-gray radiation" utilizzando un "gray-band model" e quindi risolvendo un problema con un affinamento degli angoli di discretizzazione il costo computazionale è esoso;
  - risolve un'equazione di trasporto in più.

S2S:

- vantaggi:
  - permette di modellizzare il trasferimento di flusso di calore per irraggiamento in assenza di mezzi partecipanti;
  - comparato con il DTRM ed il DO, è molto più veloce;
- limitazioni:
  - assume che tutte le superfici siano diffuse;
  - assume un modello di "gray-radiation";
  - la memoria richiesta aumenta rapidamente all'aumentare del numero delle superfici;
  - non può essere utilizzato per problemi di irraggiamento con mezzi partecipanti
  - non può essere utilizzato in modelli simmetrici o periodici.

### ***3.6 - MODELLI DI IRRAGGIAMENTO SOLARE***

Fluent permette di modellare il carico solare e quindi di stimare gli effetti dell'irraggiamento dei raggi solari all'interno del dominio computazionale; due sono le possibili alternative per la modellizzazione: "solar ray tracing" e "DO irradiation".



L'approccio col "ray tracing" è particolarmente efficiente e tecnicamente consiste nell'aggiungere gli effetti del carico solare, trattato come fonte (sorgente) di calore, nell'equazione dell'energia; nel caso in cui si voglia utilizzare il "DO model" per calcolare gli effetti della radiazione all'interno del dominio, è possibile ottenere i parametri inerenti alla caratterizzazione del fascio radiante esterno direttamente dal "DO model".

Il "solar load model", applicabile soltanto ad un solutore 3D, comprende un'utility, il "solar calculator", che può essere utilizzata per costruire la posizione del sole per un dato periodo del giorno, data, e posizione come riassunto dal pannello di controllo associato:

The image shows a software window titled "Solar Calculator". It is divided into several sections: "Global Position" with input fields for Longitude (deg), Latitude (deg), and Timezone (+-GMT); "Grid Orientation" with a table for North and East coordinates (X, Y, Z); "Starting Date and Time" with sub-sections for Day of Year (Day, Month) and Time of Day (Hour, Minute); "Solar Irradiation Method" with checkboxes for "Theoretical Maximum" and "Fair Weather Conditions"; and "Options" with a "Sunshine Factor" input field. At the bottom are "Apply", "Close", and "Help" buttons.

Fig 3.8 - Pannello "Solar calculator".

Le tipiche applicazioni che si avvalgono dell'utilizzo dell'algoritmo sono:

- controllo climatico all'interno dell'abitacolo (ACC);
- modellizzazione del comfort umano in ambito edile.

### **3.6.1 - SOLAR RAY TRACING**

Questo algoritmo può essere utilizzato per predire la fonte di energia luminosa diretta come risultato della radiazione solare incidente; per far questo viene considerato un fascio modellato utilizzando il vettore posizione del sole e i parametri di illuminazione, lo si applica a





tutte le zone del contorno definite, “wall” o “inlet/outlet”, si performa, superficie per superficie, una “shading analysis” con lo scopo di determinare zone d’ombra e si computa il flusso di calore nelle facce di contorno che risulta dalla radiazione incidente. Questo flusso è considerato una fonte di calore aggiuntiva nell’equazione dell’energia: fisicamente, è come se le sorgenti fossero applicate direttamente alle celle computazionali che bordano ogni superficie. Il “solar ray tracing”, quindi, non è un modello di irraggiamento.

Per stimare gli effetti della radiazione incidente diretta è utilizzato un modello spettrale a due bande e considera diverse le proprietà dei materiali per le bande del visibile e dell’infrarosso; per la radiazione diffusa è utilizzato un modello spettrale a singola banda. I materiali opachi sono caratterizzati in termini di due bande di assorbimento, i materiali semi-trasparenti richiedono la specificazione dell’assorbimento e della trasmissività per un raggio incidente normale (Fluent interpola e ricalcola questi valori per un dato angolo di incidenza).

L’algoritmo in esame tiene anche in considerazione lo “scattering” interno: definito come la quantità di energia derivante dalla somma di parte della componente trasmessa dalla radiazione solare incidente diffusa e di una frazione del flusso di calore radiato diretto riflesso. Lo “scattering” può essere responsabile dell’inclusione o dell’esclusione di un gran numero di radiazioni dal dominio computazionale.

“*Shading algorithm*”: questo consiste nel tracciare un raggio dal centro di una superficie test in direzione del sole; ogni superficie è controllata per determinare se il raggio costruito interseca la superficie candidata e se la stessa è di fronte la superficie test. Se si verificano entrambe le condizioni, una superficie opaca mette completamente in ombra il test, una semi-trasparente attenua l’entità dell’energia incidente.

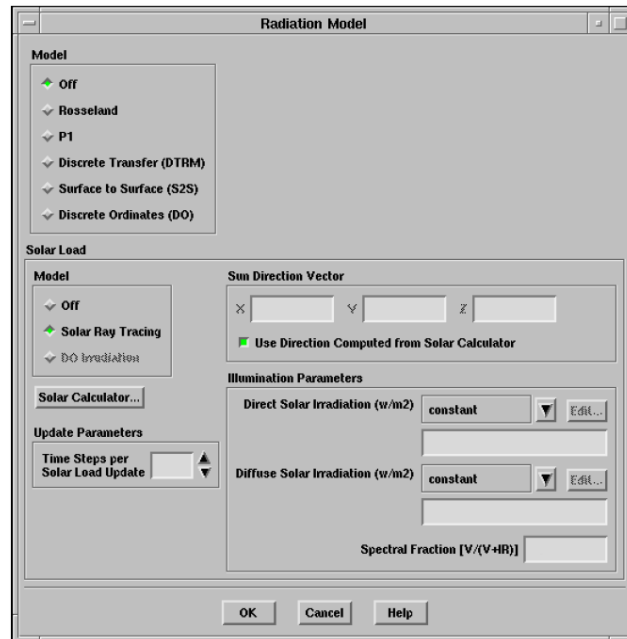
*Inputs:* per l’attivazione del “solar ray tracing”, sono necessari i seguenti inputs:

- vettore direzione del sole;
- irraggiamento solare diretto;
- irraggiamento solare diffuso;
- frazione spettrale;
- assorbimento diretto e infrarosso (IR) (mezzo opaco);
- assorbimento e trasmissività diretti e IR (mezzo semi-trasparente);
- assorbimento e trasmissività diffusi (mezzo semi-trasparente);
- fattore di raffinamento “quad tree”;



- frazione di scattering;
- riflessività della Terra;

riassunti nel pannello di controllo relativo:



*Fig 3.9 - Pannello “Radiation model” con “Solar ray tracing”.*

*Condizioni al contorno:* occorre definire, per ogni zona di “inlet” e “exit” e per ogni “wall”, se si vuole che essi siano partecipi del carico solare, come mostrato in figura.

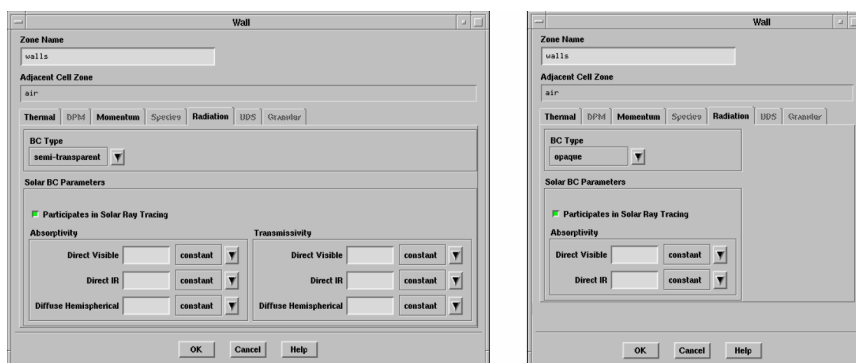


Fig 3.10 - Pannelli “Wall”, sezione “Radiation”, con “Solar ray tracing”.

### 3.6.2 - DO IRRADIATION

L’opzione del “DO irradiation” per la modellizzazione del carico solare permette di applicare il carico solare direttamente al “DO model”; questo approccio, contrariamente al “solar ray



tracing”, non computa flussi di calore e li applica come sorgenti all’equazione dell’energia ma applica il flusso radiante direttamente alla superficie semi-trasparente specificata come condizione al contorno e il trasferimento di calore per irraggiamento deriva dalla soluzione dell’equazione di trasferimento del calore radiante propria del DO. Di seguito è mostrato il pannello di controllo delucidativi.

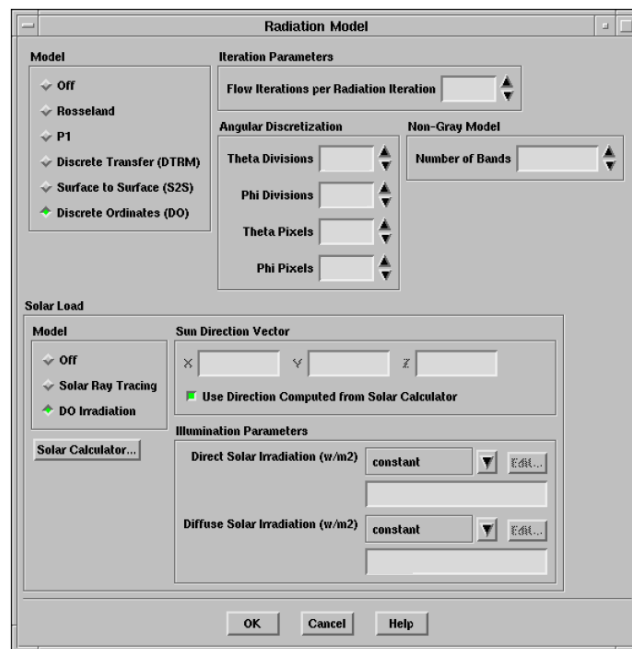


Fig 3.11 - Pannello “Radiation model” con “Do irradiation”.

*Inputs:* sono necessari i seguenti inputs per le superfici semi-trasparenti:

- irraggiamento totale (diretto e diffuso);
- direzione del fascio;
- spessore del fascio;
- “diffuse fraction”,  $f_d$ .

*Condizioni al contorno:* per le condizioni al contorno di “wall”, per ogni superficie semi-trasparente che si vuole partecipi al “Do irradiation”, occorre specificare la direzione del fascio e l’irraggiamento totale derivato dei parametri solari (“solar calculator”) settati. A scopi illustrativi di seguito è mostrato il pannello di controllo relativo.



Wall

Zone Name  
walls

Adjacent Cell Zone  
air

Thermal DPM Momentum Species Radiation DDS Granular

BC Type  
semi-transparent

Beam Width  
Theta (deg) Phi (deg)

Beam Direction  
X Y Z

Irradiation  
(w/m<sup>2</sup>) constant

Diffuse Fraction

☒ Apply Irradiation Parallel to the Beam

Solar BC Options  
☒ Use Beam Direction from Solar Parameters  
☒ Use Total Irradiation from Solar Parameters

OK Cancel Help

Fig 3.12 - Pannelli “Wall”, sezione “Radiation”, con “DO Irradiation”.





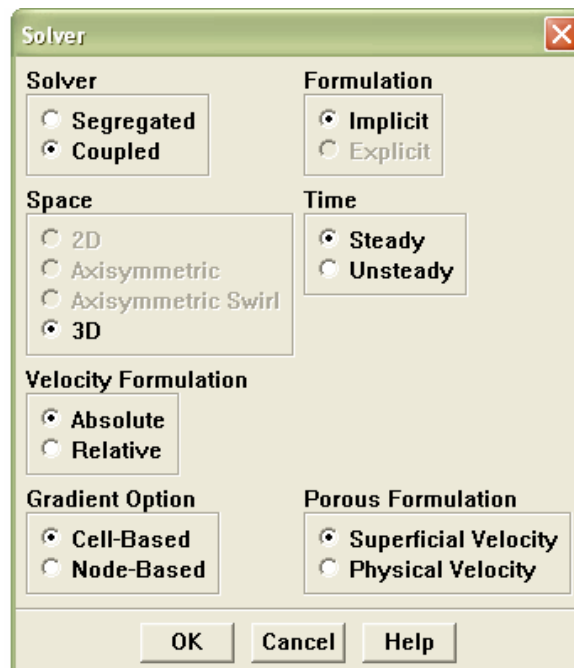
## 4 – *SETTAGGIO DEI PARAMETRI CFD*

Nel seguente capitolo si tratterà il settaggio del solutore per le prove che saranno dettagliatamente descritte nei prossimi capitoli.

### 4.1 – *TIPO DI SOLUTORE*

Il tipo di solutore per questo genere di prove sarà:

- acoppiato
- stazionario
- 3-D;
- con forma implicita delle equazioni.

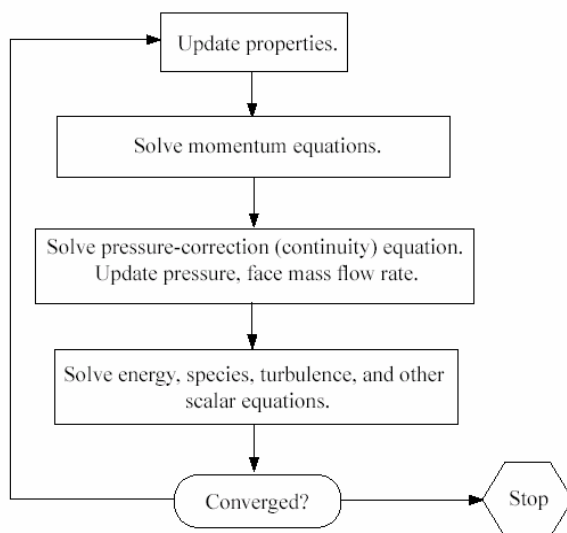


Si sceglie una soluzione stazionaria (proprietà del flusso dipendenti dalle coordinate spaziali ma non dal tempo) perché allo stato attuale la simulazione stazionaria è sufficiente per cogliere la tipologia del flusso nelle zone a più alta velocità come quelle in vicinanza

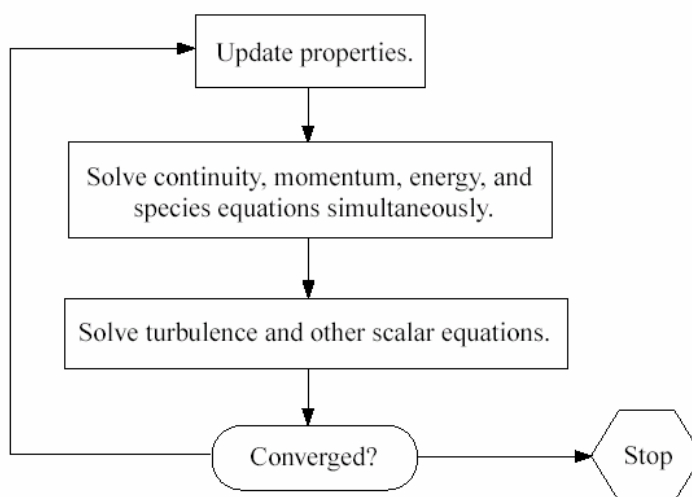


delle bocchette. Una formulazione non stazionaria appesantirebbe in modo del tutto superfluo la procedura di calcolo.

Un solutore di tipo segregated differisce da uno coupled dal modo in cui le equazioni di conservazione della massa, quantità di moto ed energia vengono risolte: nel solutore segregated vengono risolte in modo sequenziale, in quello coupled vengono risolte simultaneamente.



*Fig 4.1- Solutore segregated*



*Fig 4.2- Solutore coupled*

*Formulazione implicita delle equazioni:* Per una data variabile, il valore sconosciuto in ogni cella è calcolato usando una relazione che include entrambi i valori conosciuti e sconosciuti della stessa dalle celle confinanti. Quindi ogni valore sconosciuto apparirà in più di una



equazione nel sistema e queste equazioni devono essere risolte simultaneamente per dare le variabili sconosciute.

*Formulazione esplicita delle equazioni:* Per una data variabile, il valore sconosciuto in ogni cella è calcolato usando una relazione che include soltanto valori esistenti, quindi ogni valore sconosciuto apparirà soltanto in una sola equazione del sistema che potrà essere risolto equazione per equazione separatamente.

## 4.2 – MODELLO DI TURBOLENZA

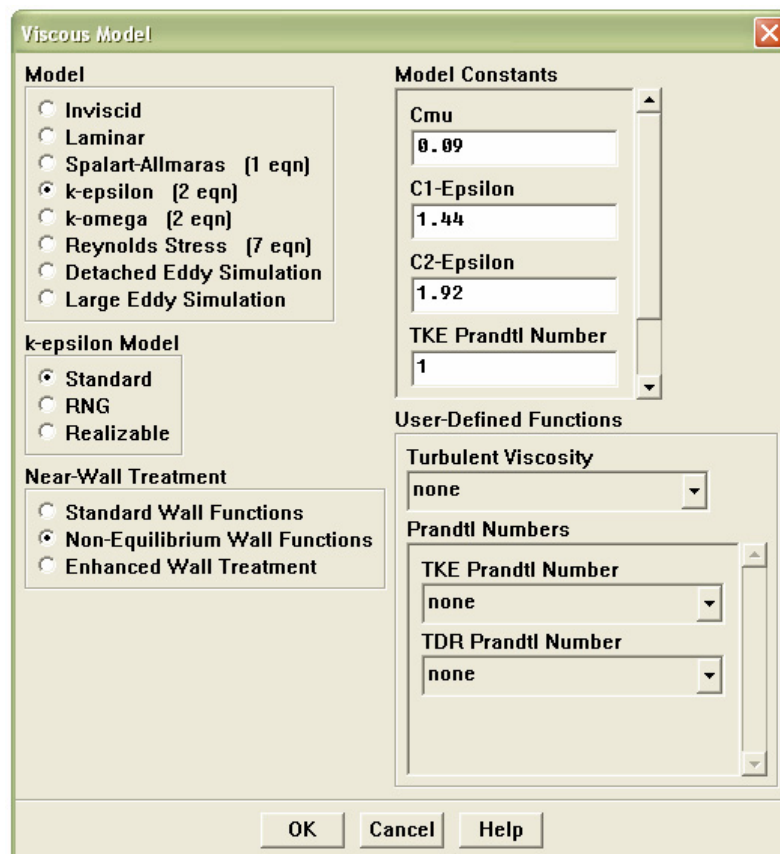


Figura 4.3 – Modello di turbolenza

In Fluent sono disponibili i seguenti modelli di turbolenza:

- Modello di Spalart-Allmaras
- Modello k- $\epsilon$
- Standard k- $\epsilon$  model





- Renormalization-group (RNG)  $k$ - $\epsilon$  model
- Realizable  $k$ - $\epsilon$  model
- Modello  $k$ - $\omega$
- Standard  $k$ - $\omega$
- Shear-stress transport (SST)  $k$ - $\omega$  model
- Modello  $v^2$ - $f$
- Reynolds Stress model (RSM)
- Detached eddy simulation (DES) model
- Large eddy simulation (LES) model

Sfortunatamente nessun modello di turbolenza è accettato come essere nettamente superiore per tutte le casistiche di problemi. La scelta del modello di turbolenza dipenderà dal tipo di flusso che ci aspettiamo nel nostro specifico problema, dalle risorse computazionali che abbiamo, dal tempo a disposizione per la simulazione, dal livello di accuratezza che vogliamo.

#### **4.2.1 – SPALART-ALLMARAS**

E' un modello semplice che risolve una equazione di trasporto per la viscosità turbolenta. E' stato sviluppato per le applicazioni aerospaziali ed è dimostrato che dà ottimi risultati per risolvere gli strati limite soggetti a gradienti di pressione avversi. Bisogna fare attenzione al fatto che è un modello relativamente nuovo, la sua efficacia non è dimostrata per tutti i tipi di problemi ingegneristici complessi, è criticizzato, infatti, per la sua incompatibilità con i problemi in cui si ha un rapido cambiamento di lunghezze di scala.

#### **4.2.2 - $k$ - $\epsilon$ STANDARD**

E' il modello relativamente più completo che consta di due equazioni di trasporto, la cui risoluzione separata permette alla velocità turbolenta e le lunghezze di scala di essere indipendentemente calcolate. Ha molti pregi: dà una ragionevole accuratezza, è economico e robusto e può essere applicato ad un range abbastanza ampio di flussi turbolenti. E' un modello semi-empirico che però non è consigliabile per alcune classi particolari di problemi. La sua utilità, però è stata testata per i problemi di trasferimento di calore ed è per questo che sarà utilizzato per l'applicazione in esame. Ne sono state sviluppate delle varianti per aumentarne il range di applicazioni:



RNG: ha un termine addizionale nell'equazione della  $\epsilon$  che incrementa l'accuratezza per flussi che si deformano rapidamente e per flussi che hanno comunque una alta rotazionalità. Possiede, inoltre, una gamma di formule per il numero di Prandtl turbolento mentre nel k- $\epsilon$  standard bisogna intervenire dall'esterno digitando per lo stesso una funzione "user defined". Il Realizable k- $\epsilon$  model: contiene una nuova formulazione della viscosità turbolenta, in più possiede una nuova equazione del rateo di dissipazione,  $\epsilon$ , che proviene da una equazione esatta per il trasporto delle fluttuazioni quadratiche medie della vorticità. Il termine "realizable" significa che il modello soddisfa certi vincoli matematici sul tensore di Reynolds. Un immediato beneficio di questa variante è una maggiore accuratezza nel calcolo del rateo di diffusione di flussi piani e circolari. Maggiore accuratezza si legge anche in flussi rotazionali, strati limite sottoposti a gradienti di pressione avversi molto forti, separazioni e ricircolazioni. Un limite di questa variante è la perdita di accuratezza in flussi dove vi è la presenza e di parti rotazionali e di parti stazionarie.

#### **4.2.3 - k- $\omega$ STANDARD**

E' in grado di predire, in buon accordo con le misurazioni, fenomeni come la scia di un corpo tozzo, flussi che si mescolano a diverse velocità, getti piani, circolari e radiali. Dispone di varianti come l'SST k- $\omega$  che risulta più accurato e applicabile ad una gamma più ampia rispetto a quello standard (es. gradienti di pressione avversi, profili alari, onde d'urto in transonico).

#### **4.2.4 - $v^2$ -f**

Risulta simile al modello k- $\epsilon$  standard ma incorpora gli effetti della anisotropia della turbolenza vicina alle pareti. Una limitazione è quella di non poter essere usato nei problemi multifase, al contrario del k- $\epsilon$ . E' un modello di turbolenza che viene usato generalmente per bassi numeri di Reynolds ed in principio era stato sviluppato per flussi attaccati o lievemente separati.

#### **4.2.5 – RAYNOLDS STRESS MODEL (RSM)**

E' il modello di turbolenza più elaborato di cui dispone Fluent. Abbandona l'ipotesi dell'isotropicità della viscosità turbolenta e chiude le equazioni RANS risolvendo equazioni di



trasporto del tensore di Reynolds insieme ad una equazione per il rateo di dissipazione. Questo significa che sono richieste 5 equazioni aggiuntive in 2-D e sette in 3-D. Il risultato di questo è la maggiore accuratezza del suddetto metodo per gli effetti di curvatura delle linee di corrente, cambiamento rapido del rateo di deformazione rispetto ai metodi semplici ad una o due equazioni. Comunque, nonostante questo appesantimento sulle equazioni da risolvere, anche questo metodo presenta delle limitazioni relative alle assunzioni impiegate nella modellizzazione di vari termini nelle equazioni di trasporto. L' RSM deve, comunque, essere necessariamente usato in problemi in cui il flusso presenti anisotropia del tensore di Reynolds.

### ***4.3 – ATTIVAZIONE EQUAZIONE DELL'ENERGIA***

Per un flusso caldo risulta di facile intuizione la necessità della attivazione dell'equazione dell'energia:

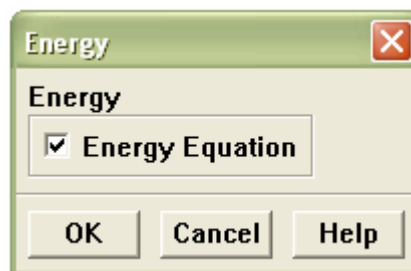


Figura 4.4 – Attivazione dell'equazione dell'energia

### ***4.4 – CONDIZIONI AL CONTORNO***

L'imposizione delle condizioni al bordo permette di definire il flusso e le variabili termiche sul contorno del modello fisico determinando in maniera univoca il problema e la sua soluzione. E' di fondamentale importanza definire le condizioni al contorno in modo che siano quanto più vicine alla realtà fisica, il prezzo di un settaggio sbagliato delle stesse porterebbe inequivocabilmente una soluzione non corrispondente alla realtà. Nel caso in esame le quantità



da settare sono state fornite da prove sperimentali (velocità e temperatura dell'aria in entrata dalle bocchette) il tipo di condizioni al contorno, invece, è deciso dall'operatore in base all'esperienza. Nel problema in esame, però, il tipo di condizioni al bordo è inequivocabilmente:

#### 4.4.1 – PRESSURE FAR FIELD

Definita sulla superficie delle bocchette d'entrata del flusso nell'abitacolo. E' utilizzata per modellare un flusso comprimibile all'infinito, con un numero di Mach e condizioni statiche specificate; questa condizione al bordo è utilizzabile solo nel caso di flusso comprimibile. Simula il comportamento di condizioni di “free stream” all'infinito specificando un numero di Mach di “free-stream” e condizioni statiche. Per la determinazione delle variabili del flusso al contorno, il solutore utilizza le informazioni ottenute dalla soluzione degli invarianti di Riemann. Questo tipo di condizione può essere usata solo se si applica il modello di gas perfetto per il calcolo della densità.

Gli inputs per l'utilizzo di questa condizione sono anche qui riassunti dall'immagine del pannello di controllo ad essa associato:

Fig 4.5 - Condizione al contorno di pressure far field

La condizione al contorno “pressure far-field” è basata sulla soluzione degli invarianti di Riemann per flusso unidimensionale normale al contorno del dominio; nel caso di flusso subsonico, esistono due invarianti, corrispondenti ad onde entranti ed uscenti dal dominio stesso:



$$R_{\infty} = v_{n_{\infty}} - \frac{2c_{\infty}}{\gamma - 1}$$

$$R_i = v_{n_i} + \frac{2c_i}{\gamma - 1}$$

dove  $v_n$  è la velocità normale al bordo;

$c$  è la velocità locale del suono;

$\gamma$  è il rapporto tra i calori specifici;

il pedice  $\infty$  è riferito ai valori all'infinito;

il pedice  $i$  è riferito ai valori all'interno del dominio

I due invarianti possono essere sommati e sottratti, dando luogo alle seguenti espressioni:

$$v_n = \frac{1}{2}(R_i + R_{\infty})$$

$$c = \frac{\gamma - 1}{4}(R_i - R_{\infty})$$

dove  $v_n$  e  $c$  diventano rispettivamente il valore della velocità normale e la velocità del suono agenti al contorno; alle superfici traverso cui il flusso esce, sono assegnati valori delle componenti di velocità tangenziale e di entropia estrapolati dalle condizioni del flusso all'interno, per quanto concerne le superfici attraverso cui il flusso entra nel dominio, gli stessi assumono i valori di "free-stream".

#### **4.4.2 – PRESSURE OUTLET**

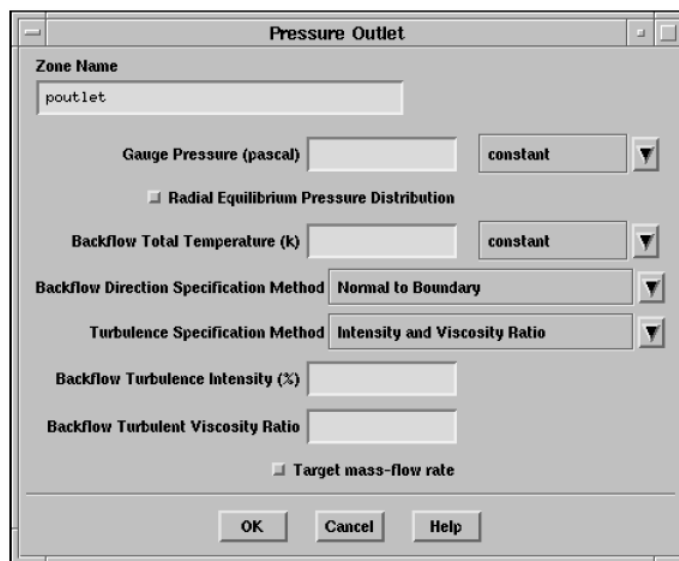
Usata per definire il valore della pressione statica del flusso uscente dal dominio. Viene applicata su opportune superfici situate sulla parte posteriore dell'abitacolo per simulare le perdite naturali dell'abitacolo. Per il settaggio di questa condizione al bordo è richiesta la specificazione della pressione statica all'uscita del dominio; il valore indicato della variabile è utilizzato solo nel caso in cui il flusso è subsonico, qualora questo dovesse risultare localmente



supersonico, il valore della pressione sarà estrapolato dalle condizioni di flusso all'interno del dominio.

Nel caso in cui occorrono condizioni a causa delle quali il flusso cambia direzione in prossimità del “pressure outlet”, è necessario specificare valori realistici per le quantità di “backflow” al fine di minimizzare le difficoltà di convergenza.

Tutti i parametri di input necessari per l'imposizione di questa condizione al bordo sono riassunti nell'immagine sottostante che mostra il pannello di controllo proprio del “pressure outlet”.



*Fig4.6 – Condizione di pressure outlet*

Per imporre il valore della pressione statica  $p_s$  come condizione al bordo, è necessario immettere come input un appropriato valore al “gauge pressure”, che è relativa al valore della pressione operativa espressa in termini di aria standard; nel resto del dominio, assumendo nulla la velocità radiale, la pressione statica è valutata in termini di gradiente con una relazione del tipo:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_\theta^2}{r},$$

dove  $v_\theta$  è la velocità tangenziale; nel caso in cui si è in presenza di “backflow”, il valore della pressione specificato sarà inteso come valore della pressione totale e la direzione del flusso sarà normale al contorno.



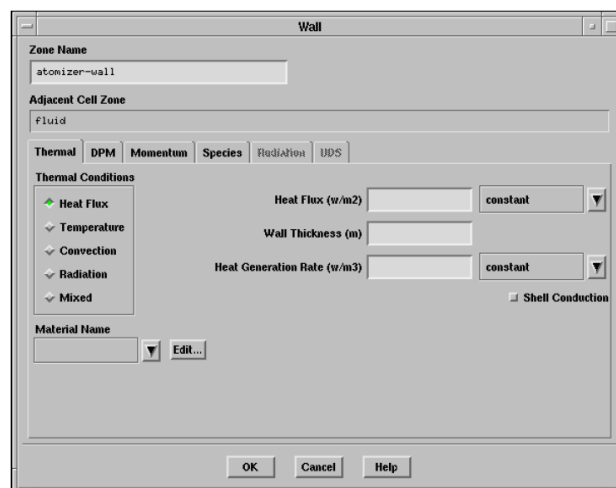
#### 4.4.3 - WALL

L'attivazione di questa condizione al bordo permette di delimitare la zona fluida dalla zona solida del dominio. Per un fluido non viscoso, la condizione di non scorrimento è forzata di default alle pareti; Fluent dà la possibilità di specificare la componente di velocità tangenziale in termini di traslazione o rotazione relativa tra le superfici di contorno o modellando una “slip wall” specificando azioni tangenziali, queste ultime ed il trasferimento di calore tra fluido e zone solide sono stimate sulla base della tipologia di flusso che localmente si instaura nel campo.

Quando è attivata l'equazione dell'energia, occorre definire delle condizioni al contorno termiche alle pareti; in virtù di ciò, è possibile modellare lo scambio di calore in diversi modi:

- Flusso di calore imposto;
- Temperatura imposta;
- Flusso di calore convettivo;
- Trasferimento di calore per irraggiamento dall'esterno;
- Azione combinata di irraggiamento e convezione.

Di seguito è mostrato il pannello di controllo utile alla definizione di questa condizione al bordo.



*Figura 4.7 – Condizione di wall*



### “Temperature”

Per definire condizioni in cui la temperatura è fissata, occorre scegliere l’analoga opzione, definendo il valore della temperatura alle superfici della parete. Il flusso di calore, da una cella fluida alla parete, è calcolato con:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} ,$$

dove:  $h_f$  : coefficiente di trasferimento di calore locale della cella fluida (valutato sulla base delle condizioni locali del campo fluido);

$T_w$  : temperatura della superficie solida;

$T_f$  : temperatura locale del fluido;

$q_{rad}$  : flusso di calore radiato.

Il trasferimento di calore tra la parete ed una cella solida è calcolata mediante:

$$q = \frac{k_s}{\Delta n} (T_w - T_s) + q_{rad} ,$$

dove:  $k_s$  :conduttività termica del solido;

$T_s$  : temperatura locale del solido;

$\Delta n$  : distanza tra la superficie della parete ed il centro della cella solida.

### “Heat Flux”

Per condizioni di flusso di calore noto, occorre settare questa opzione impostando come input un appropriato valore del flusso di calore alle superfici della parete; per ottenere un flusso adiabatico è sufficiente imporre zero la voce suddetta. Fluent utilizza l’equazione precedente per la stima del trasferimento di calore fluido-solido ed usa il dato in ingresso assegnato per determinare la temperatura della superficie adiacente alla cella fluida:





$$T_w = \frac{q - q_{rad}}{h_f} + T_f ;$$

quando la parete contorna una regione solida, la temperatura della superficie è calcolata come:

$$T_w = \frac{(q - q_{rad}) \Delta n}{k_s} + T_s$$

### “Convective Heat Transfer”

Assegnando un flusso di calore convettivo come condizione al contorno, Fluent utilizza gli inputs di coefficiente di trasmissione di calore esterno e di temperatura esterna per valutare il flusso di calore alla parete come:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = h_{ext} (T_{ext} - T_w)$$

dove:  $h_{ext}$  : coefficiente di calore esterno assegnato in input;

$T_{ext}$  : temperatura esterna assegnata in input;

$q_{rad}$  : flusso di calore radiante.

### “External Radiation”

Assegnando in Fluent questa condizione, il flusso di calore è calcolato mediante:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = \varepsilon_{ext} \sigma (T_{\infty}^4 - T_w^4),$$

dove:  $\varepsilon_{ext}$  : emissività della superficie esterna della parete assegnata in input;

$\sigma$  : costante di Stefan-Boltzmann;



$T_w$  : temperatura superficiale della parete;

$T_\infty$  : temperatura della fonte della radiazione all'esterno del dominio  
assegnata in input;

$q_{rad}$  : flusso di calore radiante alla parete dall'interno del dominio.

### "Mixed"

Scegliendo di combinare le condizioni al bordo, il flusso di calore è calcolato come somma dei due contributi, ossia:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = h_{ext} (T_{ext} - T_w) + \varepsilon_{ext} \sigma (T_\infty^4 - T_w^4).$$

Occorre precisare che nella valutazione del flusso di calore esaminato prima, si è considerato nullo lo spessore della parete; tuttavia è possibile modellare uno strato spesso di materiale nella parete. Per includere gli effetti dello spessore nel calcolo del calore trasferito, occorre definire un tipo di materiale, la dimensione dello spessore e la quantità di calore generato nella parete.

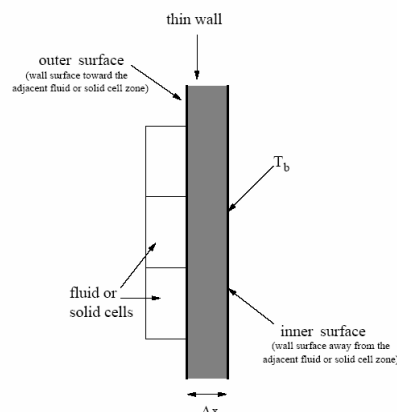


Fig 4.8 – Effetti dello spessore



## 4.5 – DEFINIZIONE DEI MATERIALI

Uno step importante, a livello generale, nel settaggio del modello numerico, è quello della definizione dei materiali e delle loro proprietà fisiche. A seconda del tipo di problema da risolvere e delle caratterizzazioni del solutore, occorre definire un certo numero di variabili, che possono essere alcune (o tutte) tra le seguenti:

- densità e/o peso molecolare;
- viscosità;
- calore specifico a pressione costante;
- coefficiente di conduzione termica;
- coefficienti di diffusione.

Tali proprietà possono essere costanti o dipendenti dalla temperatura (in tal caso si tratta però di problemi particolari, come ad esempio flussi supersonici o combustioni in motori per applicazioni spaziali).

### 4.5.1 – PROPRIETÀ STANDARD PER MATERIALI FLUIDI

Il materiale fluido utilizzato all'interno dell'abitacolo è sicuramente l'aria le cui proprietà standard sono presenti nel database di Fluent e sono riassunte nella seguente tabella.

Materiale	Aria
Densità $[Kg / m^3]$	Modello di gas ideale
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	1006.43
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	0.0242
Viscosità cinematica $[Kg / m \cdot s]$	1.7894e-05
Peso molecolare $[Kg / Kg \cdot mol]$	28.966

Tabella 4.1 – Proprietà fisiche dell'aria.



#### 4.5.2 – PROPRIETA' STANDARD PER MATERIALI SOLIDI

Per i materiali solidi occorre definire soltanto le proprietà seguenti:

- densità;
- coefficiente di conduzione;
- calore specifico a pressione costante.

I materiali utilizzati nelle simulazioni effettuate sono stati:

- vetro (per i finestrini);
- pelle (per i sedili);
- alluminio (per l'abitacolo).

I valori delle proprietà fisiche per tali materiali sono riportati nelle tabelle seguenti.

Materiale	Alluminio
Densità $[Kg / m^3]$	2719
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	871
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	202.4

Tabella 4.2 - Proprietà fisiche dell'alluminio.

Materiale	Vetro
Densità $[Kg / m^3]$	2600
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	840
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	0.93



Tabella 4.3 - Proprietà fisiche del vetro.

Materiale	Pelle
Densità $[Kg / m^3]$	800
Calore specifico a pressione costante $[J / Kg \cdot K]$	40
Coefficiente di conduzione $[W / m \cdot K]$	0.14

Tabella 4.4 - Proprietà fisiche della pelle.

E' di basilare importanza specificare che fluent *non* utilizzerà nessuna di queste proprietà quando gli spessori dei materiali considerati sono uguali a zero (cioè quando stiamo lavorando con superfici di contorno non solide), si riportano in questo capitolo per una maggiore generalità della trattazione.

#### **4.5.3 – PROPRIETA' DEI MATERIALI IN PRESENZA DI UN MODELLO DI IRRAGGIAMENTO**

Quando si attiva un modello di irraggiamento, occorre definire i valori di ulteriori proprietà fisiche dei materiali, legate alla radiazione luminosa. Utilizzando come modello di irraggiamento il DO, tali proprietà sono le seguenti:

- coefficiente di assorbimento;
- coefficiente di scattering;
- funzione di fase di scattering;
- indice di rifrazione

##### Coefficiente di assorbimento

Il coefficiente di assorbimento  $a$  è, in generale, per un dato materiale, funzione della temperatura e della lunghezza d'onda della radiazione luminosa. Esiste tuttavia una categoria



di corpi, i corpi grigi, caratterizzati dall'aver il coefficiente di assorbimento costante. Nell'applicazione specifica, per motivi computazionali, è stata fatta l'ipotesi di modelli di corpi grigi, e quindi coefficienti di assorbimento costanti. Considerando le emissioni (ovvero i poteri emissivi specifici) di un corpo nero ( $\varepsilon_0$ ) e di un corpo grigio ( $\varepsilon$ ) alla stessa temperatura di colore (stessa  $\lambda_{\max}$ ), si evince che, per ogni lunghezza d'onda il corpo grigio emette sempre una frazione costante di quella del corpo nero; se  $q_0$  è il potere emissivo integrale del corpo nero e  $q$  è il potere emissivo integrale del corpo grigio, si ha che:

$$q = a \cdot q_0;$$

ne segue dunque che il coefficiente di assorbimento è sempre minore di uno. Gli spettri di emissione del corpo nero e di quello grigio, alla stessa temperatura, sono rappresentati nella figura seguente.

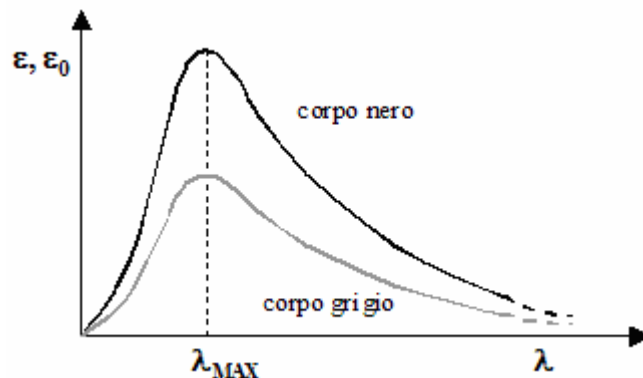


Fig 4.9 - Spettri di emissione di un corpo nero e di uno grigio alla stessa temperatura.

In presenza di una radiazione incidente,  $q_{inc}$ , un corpo grigio, la frazione  $(1-a) \cdot q_{inc}$  sarà riflessa mentre la frazione  $a \cdot q_{inc}$  sarà assorbita (è opportuno osservare che per un corpo nero si ha  $a = 1$ , cioè un corpo nero assorbe l'intera radiazione incidente).

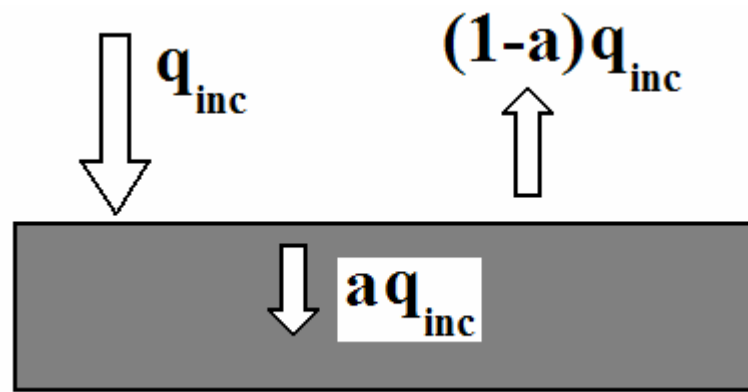


Fig 4.10 - Radiazione incidente un corpo grigio

Un corpo grigio (o materiale grigio) rispetta tutte le leggi del corpo nero ed ha da esso uno scostamento quantificabile con un unico numero, ovvero il coefficiente di assorbimento.

#### *Riflettenza dei corpi grigi e rifrangenza dei corpi semi-trasparenti*

I corpi grigi presentano esclusivamente riflessione diffusa. In generale, invece, per un corpo qualsiasi il grado di riflessione speculare è importante e va tenuto in considerazione.

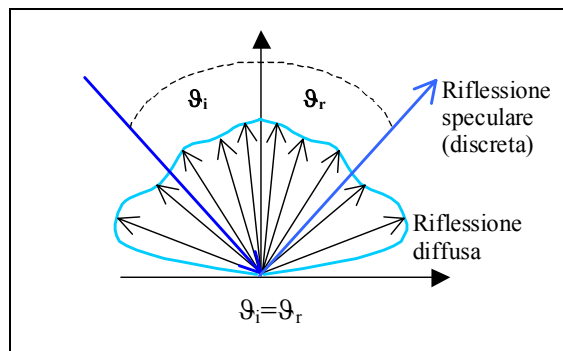


Fig 4.11 - Riflessione diffusa e speculare

Data una superficie con un certo grado di specularità e un raggio incidente (Figura 4.11), dopo l'impatto si ha un'emissione diffusa (riflessione diffusa) secondo un certo solido fotometrico ma soprattutto anche una quota di emissione discreta (riflessione speculare) con una direzione ben precisa: l'angolo di incidenza  $\vartheta_i$  è uguale all'angolo di riflessione  $\vartheta_r$ . Se il corpo è semitrasparente, si ha anche il fenomeno della rifrazione (Figura 4.12).

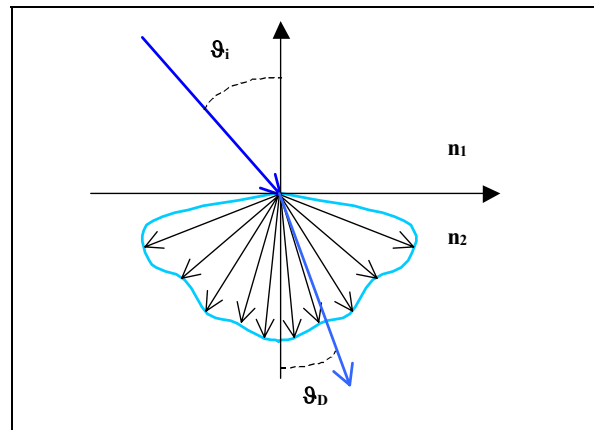


Figura 4.12 - Rifrazione per un corpo semi-trasparente

L'energia che passa attraverso la superficie di separazione viene anch'essa suddivisa in altre due parti: una diffusa secondo un solido di emissione e l'altra discretizzata, che forma un angolo con la normale  $\vartheta_D$  diverso da  $\vartheta_i$  dato dagli indici di rifrazione dei due mezzi. Non esistono corpi che presentano solo riflessione speculare, viceversa ne esistono che hanno solo la componente diffusa (essa non è mai trascurabile).

#### Indice di rifrazione

L'indice di rifrazione  $n$  di un materiale è un parametro macroscopico che rappresenta il fattore numerico per cui la velocità di propagazione di una radiazione elettromagnetica viene rallentata, rispetto alla sua velocità nel vuoto, quando questa attraversa un materiale. Essendo funzione della lunghezza d'onda della radiazione elettromagnetica e della natura del materiale attraversato, la sua misura in condizioni controllate può essere usata per identificare il materiale stesso. Si può dunque definire l'indice di rifrazione  $n_i$  del mezzo  $i$  nel modo seguente:

$$n_i = c / v_i$$

dove:  $c$  è la velocità di propagazione della radiazione elettromagnetica nel vuoto;  
 $v_i$  è la velocità di propagazione della radiazione elettromagnetica nel mezzo  $i$ .





### *Rifrazione in presenza di assorbimento*

Quando si è in presenza di assorbimento, l'indice di rifrazione non può essere definito da un numero reale ma bisogna ricorrere ad un numero complesso:

$$n' = n - i \cdot a ;$$

dove:  $n$  definisce la velocità di fase con cui si propaga l'onda (come sopra);

$a$  è il coefficiente di assorbimento.

In tal caso l'assorbimento è strettamente legato al fenomeno della dispersione.

### Scattering

Il coefficiente di scattering definisce la frazione della radiazione incidente che viene dispersa nel mezzo; la funzione di fase di scattering è assunta isotropica ovvero il comportamento del materiale, in termini di dispersione della radiazione luminosa, è lo stesso in tutte le direzione dello spazio.

In virtù di quanto detto si elencano tutte le proprietà luminotecniche dei materiali utilizzati per le simulazioni:

Materiale	Aria
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.01
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione	1.00029

Tabella 4.5. Proprietà luminotecniche dell'aria.



Materiale	Alluminio
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.51
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione	1.39

*Tabella 4.6. Proprietà luminotecniche dell'alluminio.*

Materiale	Vetro
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.1
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione [ ]	1.5

*Tabella 4.7. Proprietà luminotecniche del vetro.*

Materiale	Pelle
Coefficiente di assorbimento $[1/m]$	0.1
Coefficiente di scattering $[1/m]$	0
Funzione di fase di scattering	“isotropic”
Indice di rifrazione [ ]	1.25

*Tabella 4.8. Proprietà luminotecniche della pelle.*





## ***5- ANALISI DI SENSIBILITA' ALLA GRIGLIA***

Il primo step del lavoro, dopo la definizione del dominio di calcolo e la pulizia delle geometrie è quello di definire una opportuna mesh per l'analisi delle prove. Una mesh troppo rada può produrre risultati insoddisfacenti perché non in linea con quello che accade nella realtà fisica. Una mesh troppo fitta, però, può portare ad aver bisogno di tempi di calcolo inaccettabili in rapporto ai miglioramenti apportati dalla stessa. Ciò che è auspicabile è avere una soluzione in qualche modo quanto più insensibile ad ulteriori infittimenti della griglia.

A tale scopo saranno analizzate, sulla stessa prova “campione”, tre griglie di calcolo ricavate infittendo da 10 mm a 7 mm le mesh delle superfici formanti il dominio. Si otterranno tre griglie rispettivamente di 2.2, 4.1, 5.4 milioni di celle. In seguito sarà fatta una analisi sia qualitativa che quantitativa dei risultati ottenuti nei tre casi per scegliere la griglia che sarà utilizzata per tutte le prove successive.

### ***5.1 – DESCRIZIONE PROVA DI RIFERIMENTO***

La prova di riferimento utilizzata per l'analisi di sensibilità è la prova 1 di tabella 2.1, la prova, cioè, che simula il comportamento “termico” dell'abitacolo dell'auto sottoposta ad una potenza solare irradiante di  $900 \text{ W/m}^2$  con il condizionatore che immette nell'abitacolo un flusso d'aria fresca a circa  $13\text{-}14^\circ\text{C}$ . La temperatura esterna è di  $30^\circ\text{C}$  e l'auto si muove alla velocità di  $60 \text{ km/h}$ . Per la descrizione dettagliata di tutti i parametri di settaggio della prova si rimanda in appendice. E' stata fatta l'ipotesi di abitacolo tutto adiabatico tranne che per i vetri dei finestrini attraverso i quali vi è un flusso di calore convettivo dovuto all'aria calda esterna che fende gli stessi. Si avrà modo comunque di ritornare sull'argomento nel prossimo capitolo.

Riassumendo brevemente i dati della prova in esame riportati in appendice, si ha:

- Un modello di irraggiamento DO a banda grigia



- Un irraggiamento solare DO
- Un solutore del tipo couplet implicit al primo ordine (per il flusso al secondo)
- Un modello di viscosità del tipo k-ε
- Una condizione al contorno di pressure far field sulle bocchette di inlet
- Una condizione al contorno di pressure outlet per gli outlet
- Una condizione di semitrasparent wall sui finestrini con convective heat transfer
- Una condizione di heat flux uguale a zero sulle pareti opache del dominio

## ***5.2 QUALITA' DELLE GRIGLIE***

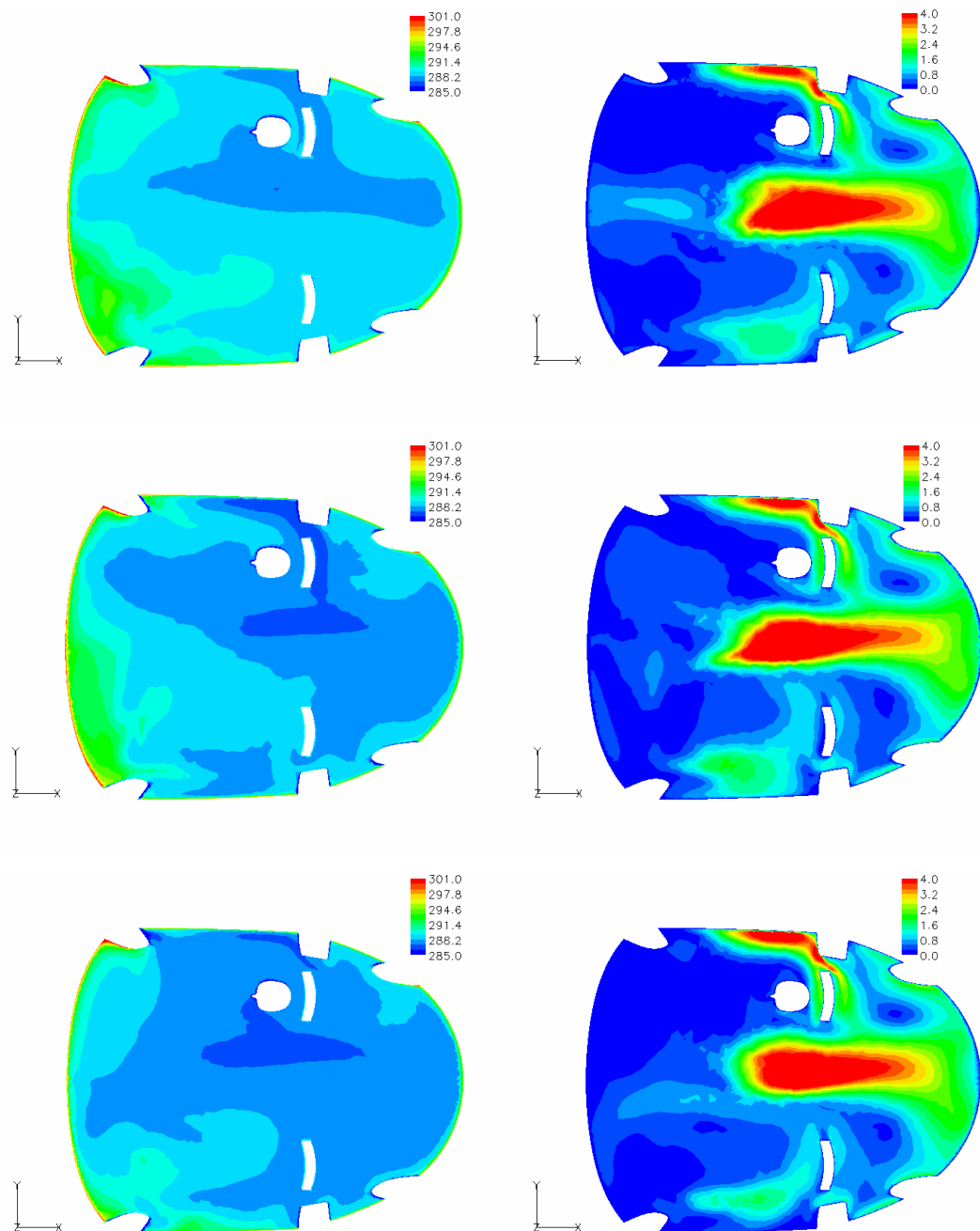
	<b><i>GRIGLIA 2.2 MLN CELLE</i></b>	<b><i>GRIGLIA 4.1 MLN CELLE</i></b>	<b><i>GRIGLIA 5.4 MLN CELLE</i></b>
<b><i>SKEWNESS MASSIMA</i></b>	<b><i>0.86</i></b>	<b><i>0.9</i></b>	<b><i>0.88</i></b>
<b><i>SKEWNESS MEDIA</i></b>	<b><i>0.36</i></b>	<b><i>0.35</i></b>	<b><i>0.34</i></b>

*Tabella 5.1 qualità delle griglie*

Le griglie in esame sono state create, come è stato già detto, da una operazione di meschiatura delle superficie in Gambit con spaziatura rispettivamente 10, 8, 7 mm. In seguito, è stato esportato il file in TGrid dove è stata creata la mesh di volume dopo aver opportunamente pulito quella di superficie attraverso le funzioni split, move e merge ( dividi, sposta e fonda le celle e i nodi) nelle zone dove il software rilevava una skewness troppo alta. Osservando la tabella 5.1 ci si può ritenere soddisfatti in quanto i valori di skewness non sono troppo alti soprattutto per quanto riguarda quella media. Bisogna aggiungere, come ulteriore conferma, che i valori più elevati sono posizionati in zone “non critiche” dell’abitacolo.

## ***5.3 DISCUSSIONE DEI RISULTATI***

Nel seguente paragrafo si discuteranno e si confronteranno i risultati ottenuti dalla prova campione attraverso le tre griglie in esame, ciò accadrà sia dal punto di vista qualitativo che quantitativo.

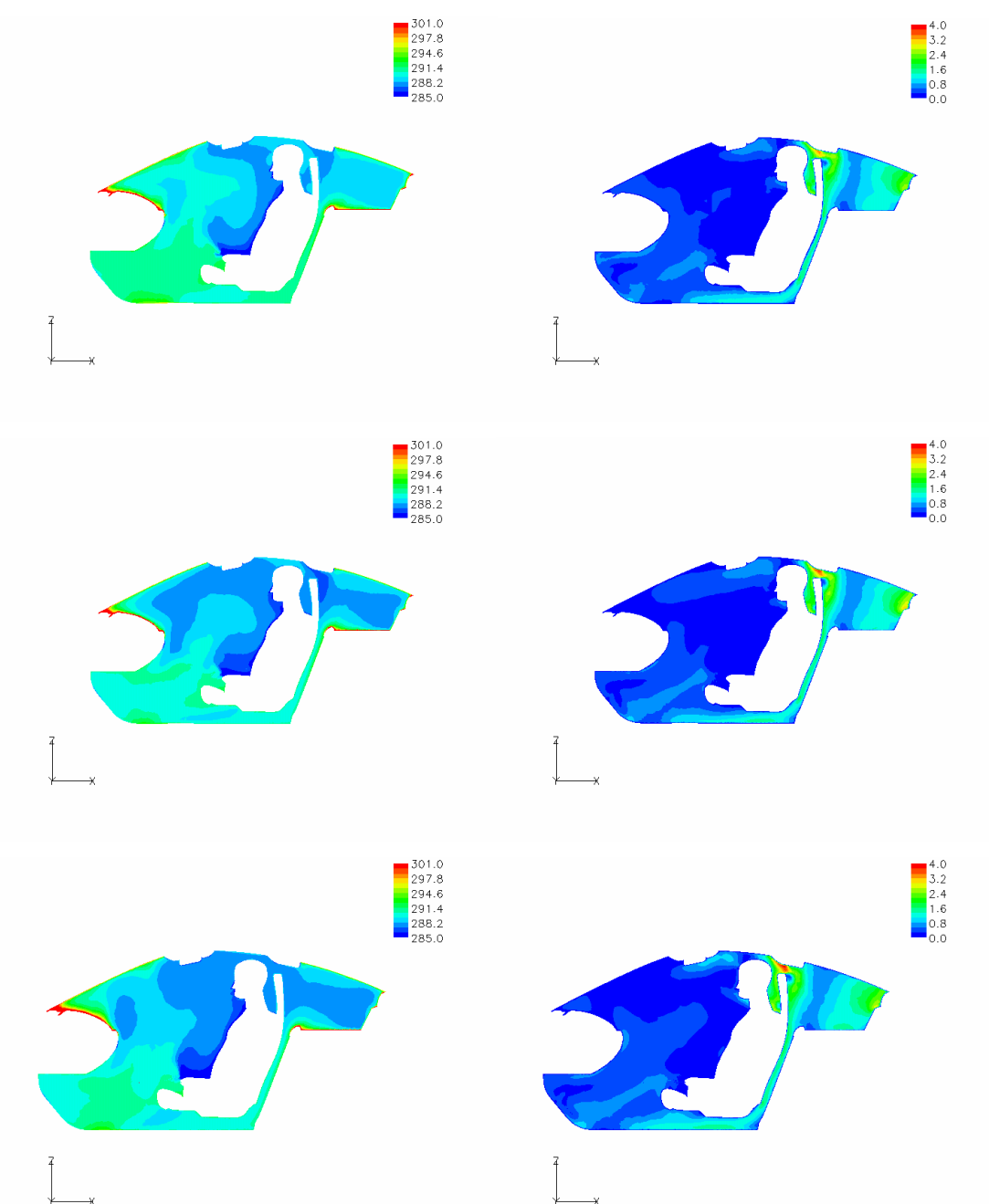


*Fig. 5.1 andamento di temperatura e velocità attraverso le 3 griglie*

Osservando il piano di sezione parallelo al suolo che passa all'altezza della testa del manichino si osserva che il campo di temperatura, passando dalla griglia meno fitta a quella più fitta, (dall'alto al basso) presenta una disuguaglianza ristretta alla zona adiacente il parabrezza, nelle griglie meno fitte, in pratica, vi è una temperatura un po' più alta nella zona



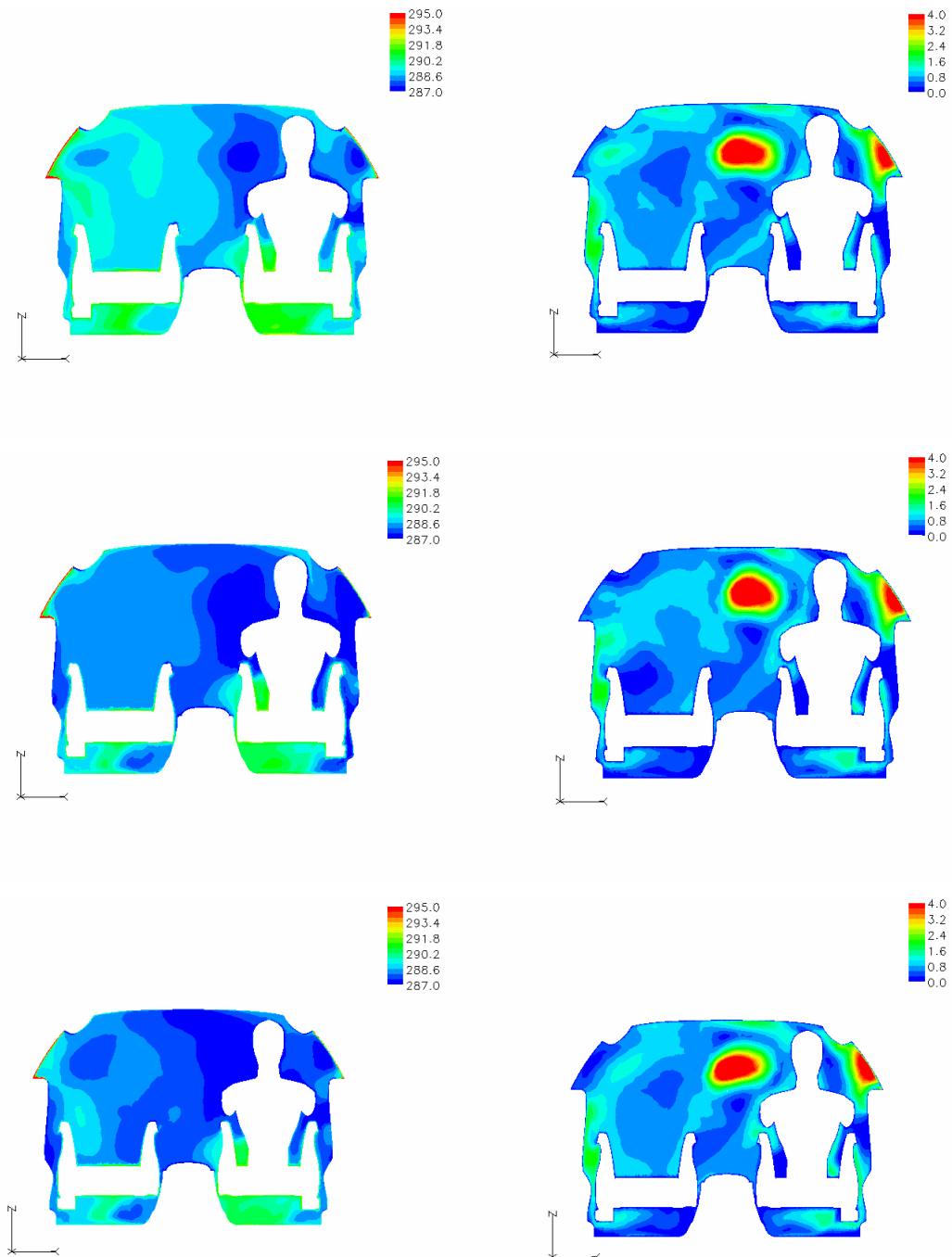
sinistra del parabrezza rispetto al caso di griglia più fitta. Nella zona interna il campo di temperatura rimane invariato. Il campo di velocità è praticamente lo stesso in tutti i casi.



*Fig 5.2 andamento di temperatura e velocità attraverso le 3 griglie*



Osservando il piano perpendicolare al suolo che taglia longitudinalmente il manichino si possono fare sostanzialmente le stesse osservazioni che si sono fatte precedentemente, soprattutto nella prima griglia si può riscontrare sul fondo una temperatura più alta rispetto alle griglie più fitte di qualche decimo di grado, nei pressi del busto del manichino, invece, il campo di temperatura è invariato. Il campo di velocità rimane pressochè invariato dappertutto.



*Fig 5.2 andamento di temperatura e velocità attraverso le 3 griglie*





Quella di figura 5.2 è la visualizzazione dei campi di temperatura e velocità relativo alle 3 prove su un piano perpendicolare al suolo che, come si nota dalla figura, taglia la testa e le spalle del manichino. Il campo di velocità presenta una zona di ricircolo nel caso di griglia meno fitta nella zona adiacente al finestrino lato passeggero, ciò implica una zona di più alta velocità nella zona finestrino. Per le griglie più fitte tale fenomeno sparisce ed il campo di velocità rimane invariato.

Il campo di temperatura, invece, presenta, in analogia ai casi precedenti, una leggera differenza nel caso di griglia meno fitta nella zona lato guidatore. Le differenze, comunque, risultano contenute all'interno del grado e mezzo. Nelle griglie più fitte le differenze di temperatura sono molto meno evidenti.

Il secondo step è quello di passare al confronto qualitativo delle tre griglie. Si metteranno a confronto le temperatura prese in ogni griglia negli stessi punti corrispondenti alle termocoppie del caso sperimentale, questo per facilitare la fase successiva (capitolo 6) dove si confronteranno i risultati CFD con quelli sperimentali.

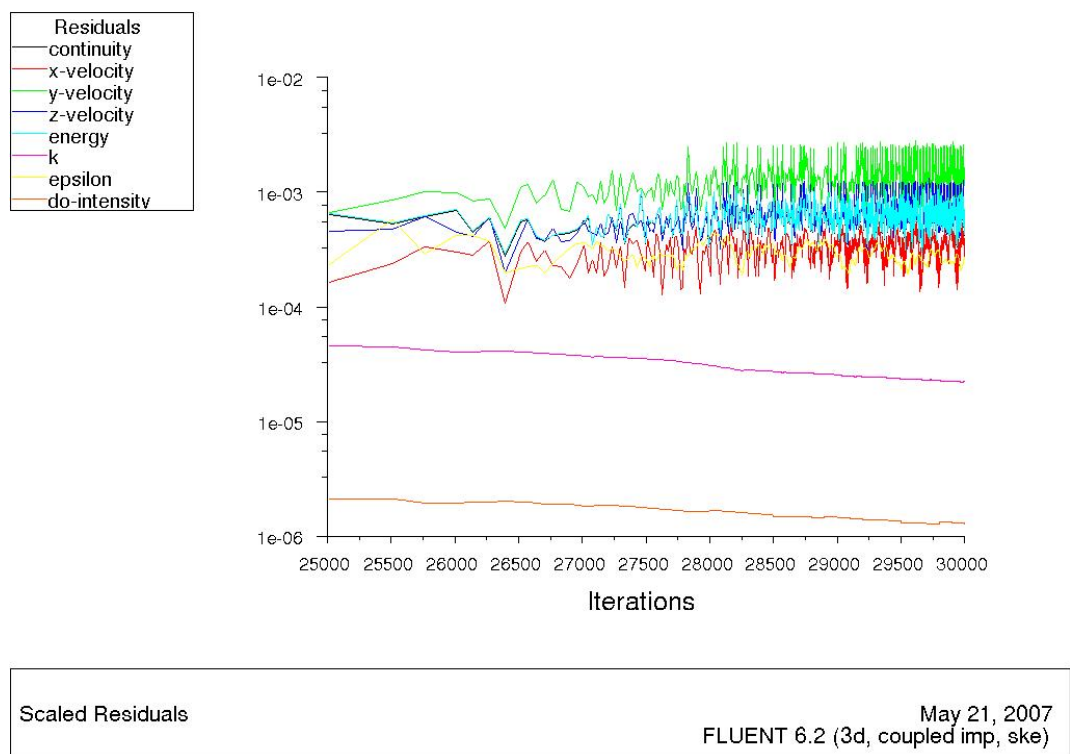
	<b>Griglia 2.2 mln celle (°K)</b>	<b>Griglia 4.1 mln celle (°K)</b>	<b>Griglia 5.4 mln celle (°K)</b>
<i>Piede dx passeggero</i>	287.898	287.174	288.025
<i>Piede sx passeggero</i>	287.795	287.316	287.554
<i>Piede guidatore</i>	290.193	289.436	289.186
<i>Torace guidatore</i>	290.395	289.851	289.774
<i>Mezzeria sedili</i>	288.353	287.636	287.78
<i>Testa passeggero</i>	288.852	288.125	288.139
<i>Finestrino post. sx</i>	296.817	296.492	296.476
<i>Finestrino ant. sx</i>	297.837	296.137	296.61
<i>Portiera sx</i>	285.251	284.594	284.956
<i>Finestrino post. dx</i>	294.015	293.293	293.038
<i>Finestrino ant. dx</i>	295.087	295.213	294.654
<i>Portiera dx</i>	282.373	283.108	281.019
<i>Tetto centro</i>	288.191	287.738	287.349
<i>Testa guidatore</i>	288.967	288.35	288.034
<i>Tetto post. dx</i>	287.073	286.184	286.64
<i>Tetto post sx</i>	288.554	287.805	287.59
<i>Lunotto dx</i>	297.35	297.154	296.585
<i>Lunotto sx</i>	295.575	295.012	294.946
<i>Parabrezza sx</i>	300.001	298.754	297.01
<i>Parabrezza dx</i>	298.154	297.515	297.432
<i>Spalla dx passeggero</i>	281.289	281.248	281.774
<i>Spalla sx passeggero</i>	285.912	284.697	285.597
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	288.752	288.269	286.12
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	286.663	286.55	286.134

Tabella 5.2

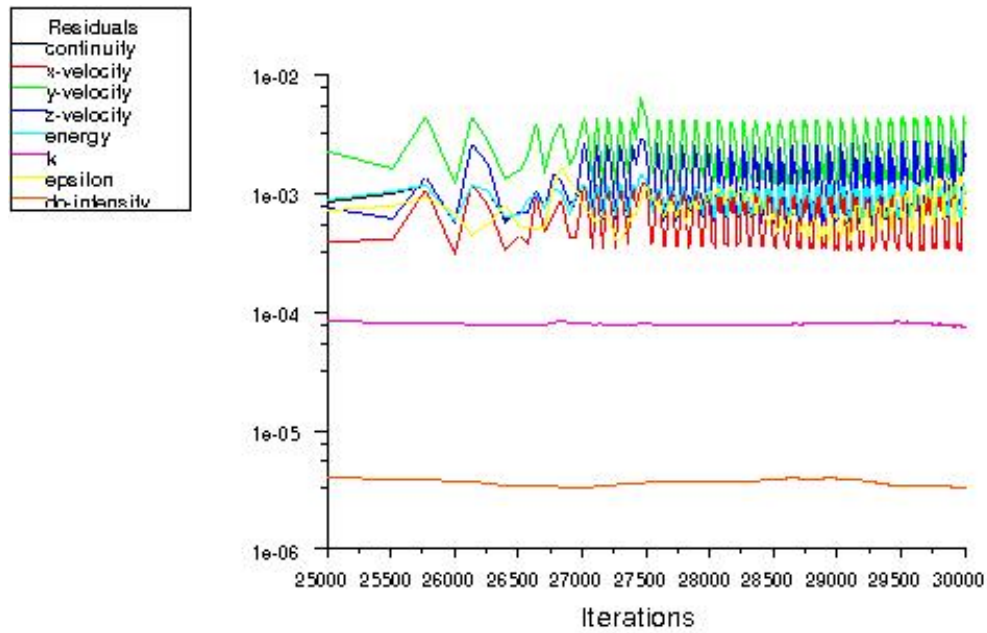


La tabella 5.2 riassume i risultati quantitativi confermando quanto detto nell'analisi qualitativa. L'escursione di temperatura in media risulta contenuta, attraverso le diverse griglie, all'interno del grado, vi è una sufficiente compatibilità dei 2 vettori colonna relativi alle griglie più fitte (e parzialmente anche della prima colonna) ad eccezione della sonda posizionata vicino al lato sinistro del parabrezza dove tra la prima griglia e la terza c'è una differenza di quasi 3 gradi, confrontando sullo stesso punto la seconda e la terza griglia, invece, la differenza risulta molto più contenuta (circa un grado).

### *Andamento dei residui*



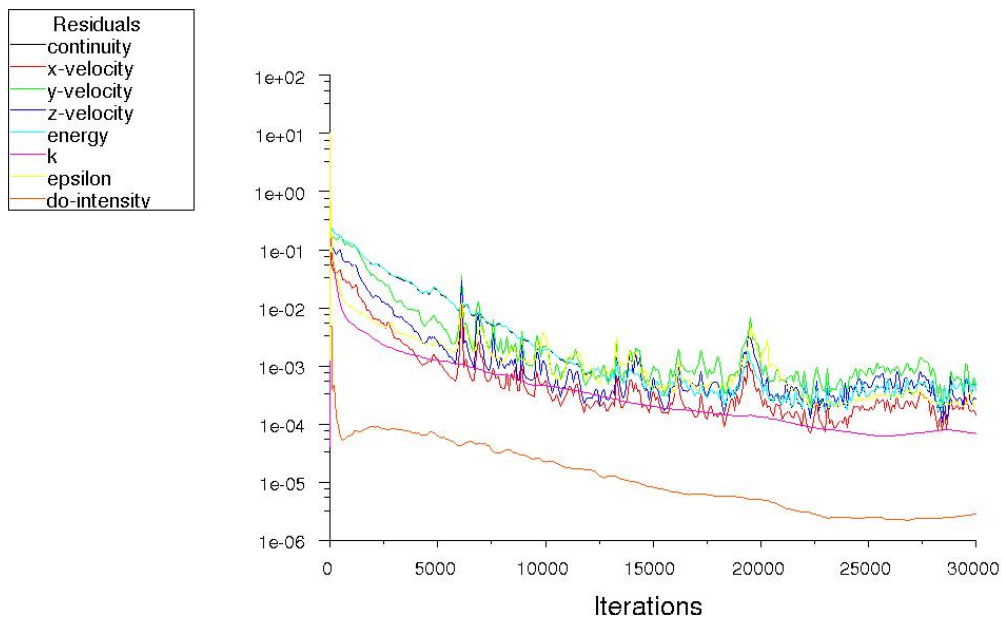
*Fig. 5.3 residui prova campione griglia 2.2 mln celle*



Scaled Residuals

May 18, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

*Fig. 5.4 residui prova campione griglia 4.1 mln celle*



Scaled Residuals

May 21, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

*Fig. 5.5 residui prova campione griglia 5.4 mln celle*



Si osservino, adesso, le figure 5.3, 5.4, 5.5 relative all'andamento dei residui per le tre prove condotte, si ricordi, con il solutore settato allo stesso modo (nella terza prova si sono riportati i residui a partire dalle prime iterazioni). A parità di tutto, si può vedere come, per le ultime 5000 iterazioni, per le prime due griglie i residui abbiano un andamento praticamente identico, in cui, a parte il residuo dell'intensità dell'irraggiamento e quello dell'energia cinetica della turbolenza che sono costanti, tutti oscillano a periodicamente attorno al valore di 0.001. Per quanto tale andamento non può essere considerato ottimo, ci sono elementi per dire che la soluzione ha trovato una qualche forma di convergenza. Le oscillazioni sono da attribuire alle imperfezioni di una mesh non strutturata, il fatto che le oscillazioni sono costanti risulta un attenuante.

Per quanto riguarda la griglia da 5.4 mln di celle, invece, osservando le ultime 5000 iterazioni non si osserva un andamento periodico anche se vi è una oscillazione attorno al valore di 0.001, osservando il residuo dell'intensità radiante si osserva un leggero gradiente positivo proprio nelle ultimissime iterazioni.

#### ***5.4 CONCLUSIONI***

Sulla base di quanto detto, fra le tre griglie si dovrebbe scegliere quella che risulta avere le migliori caratteristiche. Sarà questa ultima ad essere utilizzata nell'analisi più approfondita del problema nei prossimi capitoli. Le analisi qualitative e quantitative hanno evidenziato una buona compatibilità fra i risultati della griglia da 4.1 mln celle e quella da 5.4 mln di celle nella griglia da 2.2 mln di celle, invece, il campo di temperatura, se pur di poco, presenta temperature mediamente maggiori. L'analisi dei residui, invece ci mette in evidenza un andamento identico per le prime due griglie mentre un andamento meno accettabile per l'ultima griglia. Si può concludere che la griglia che presenta un migliore comportamento è quella da 4.1 mln di celle.





## 6- MODIFICHE AL MODELLO

Il secondo step del lavoro, una volta aver individuato la griglia di calcolo migliore, è quello di analizzare i risultati ottenuti dal modello adottato nell'analisi di sensibilità alla luce dei dati sperimentali in nostro possesso. Il seguente capitolo ha lo scopo di fare una dettagliata scansione di tutte le cause che, si anticipa già adesso, portano a divergere i dati computazionali da quelli di galleria. Infine si cerca di mettere a punto una procedura di settaggio del solutore atta a minimizzare, fin dove è possibile, gli errori commessi dall'utente.

	<b>Risultati sperimentali (°K)</b>	<b>Risultati griglia 4.1 mln celle (°K)</b>	<b>Differenze (°K)</b>
<i>Piede dx passeggero</i>	305.7	287.2	18.5
<i>Piede sx passeggero</i>	305.8	287.3	18.5
<i>Piede guidatore</i>	299.8	289.4	12.5
<i>Torace guidatore</i>	298.1	289.8	8.3
<i>Mezzeria sedili</i>	295.1	287.6	7.5
<i>Testa passeggero</i>	299.7	288.1	11.6
<i>Finestrino post. sx</i>	304.4	296.5	7.9
<i>Finestrino ant. sx</i>	305.6	296.1	9.5
<i>Portiera sx</i>	300.4	284.6	15.8
<i>Finestrino post.dx</i>	306.2	293.3	12.9
<i>Finestrino ant. dx</i>	306.6	295.2	11.4
<i>Portiera dx</i>	299.55	283.1	16.45
<i>Tetto centro</i>	303.7	287.7	16
<i>Testa guidatore</i>	298.5	288.3	10.2
<i>Tetto post. dx</i>	298.2	286.2	12
<i>Tetto post sx</i>	298.4	287.8	10.6
<i>Lunotto dx</i>	310.0	297.1	12.9
<i>Lunotto sx</i>	307.8	295	12.8
<i>Parabrezza sx</i>	309.3	298.7	10.6
<i>Parabrezza dx</i>	309.8	297.5	12.3
<i>Spalla dx passeggero</i>	296.5	281.2	15.3
<i>Spalla sx passeggero</i>	297.6	284.7	12.9
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	306.3	288.2	18.1
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	304.1	286.5	17.6

*Tabella 6.1 – confronto temperature*



## **6.1 ERRORI DI MODELLIZZAZIONE**

Un attento esame della tabella 6.1, nonché dei risultati relativi all'andamento qualitativo delle temperature sulle superfici interne dell'abitacolo ha messo in evidenza gli errori commessi nello schematizzare una realtà che risulta fisicamente diversa.

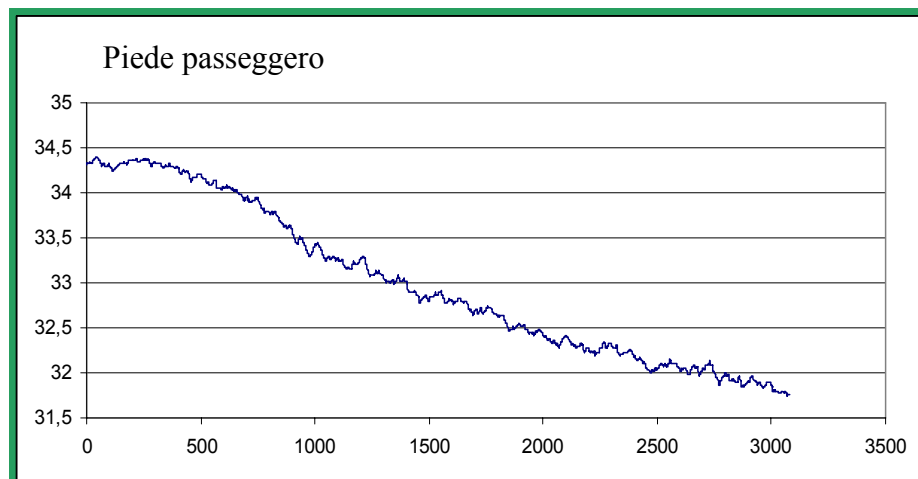
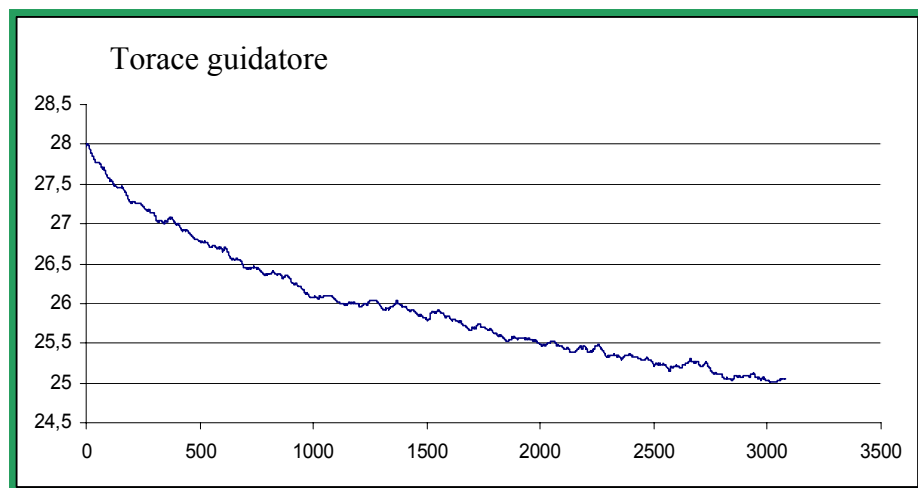
Un modello di irraggiamento a banda grigia non è in grado di prevedere i comportamenti “non grigi” delle superfici dell'auto. Primo fra tutti l'effetto, serra dovuto al fatto che i materiali posseggono delle proprietà radiative che dipendono dalla lunghezza d'onda della radiazione che incide su di esse.

La condizione al contorno sui sedili di convective heat transfer non risulta fisicamente esatta. Ciò che accade nella realtà è che i sedili costituiscono un volume solido partecipante all'irraggiamento e agli scambi termici costituendo una capacità termica all'interno del dominio.

La condizione al contorno di adiabaticità sulle superfici non trasparenti dell'auto non risulta prettamente vera in quanto l'abitacolo scambia calore con l'esterno anche dalle superfici citate, vero è, comunque, che dall'interno l'abitacolo è isolato da diversi strati di materiale isolante del quale bisogna tener conto, sull'argomento si ritornerà tra breve.

## **6.2 ERRORI SPERIMENTALI**

Una analisi del materiale inviato dalla Ferrari ha messo in evidenza, inoltre, la possibilità che i dati sperimentali possano essere affetti da una serie di errori per i quali ben poco si può fare. Alcune delle termocoppie attraverso le prove in oggetto hanno smesso la campionatura del segnale di temperatura prima che la stessa fosse arrivata a regime, in pratica, in alcuni punti si rischia di confrontare i valori di temperatura uscenti dalle prove CFD con valori che dovrebbero essere più bassi (ci si riferisce a prove dove la differenza di temperatura interno-esterno risulta alta). A titolo di esempio si riportano i grafici relativi all'acquisizione della temperatura in 2 punti in cui tale fenomeno risulta più marcato e si rimanda in appendice per una visione completa degli stessi.



### ***6.3 INDETERMINAZIONI***

Esistono, inoltre, numerose indeterminazioni nel settaggio delle prove sperimentali che portano alla parziale incompatibilità tra simulazioni CFD e dati sperimentali.

Non si sa quale è stata la reale direzione del flusso d'aria delle bocchette all'interno dell'abitacolo. Non si sa come è stato simulato l'effetto del sole: è importante sapere di quanto differisce la radiazione utilizzata da quella naturale del sole dal punto di vista della composizione attraverso le lunghezze d'onda. Non si sa quale è la precisione delle termocoppie e la loro sensibilità all'irraggiamento. Infine non si sanno quali sono precisamente





le caratteristiche fisiche dei materiali dell'abitacolo finestrini compresi (coefficienti di conduzione, assorbimento, emissività).

### *Influenza dell'irraggiamento nelle misure di temperatura*

Uno strumento di misura di temperatura indica la temperatura del suo sensore che non si trova necessariamente alla temperatura del fluido adiacente. Quando un sensore è posto in un fluido ha luogo uno scambio termico per convezione tra il sensore ed il fluido finché la temperatura del sensore non raggiunge quella del fluido. Se però il sensore è circondato da superfici a temperatura diversa da quella del fluido, si verifica anche uno scambio termico per irraggiamento tra il sensore e le superfici. Quando la potenza termica trasmessa per convezione è uguale a quella trasmessa per irraggiamento il sensore indicherà un valore di temperatura intermedio tra quello del fluido e quello delle superfici. Si ha quindi:

$$\dot{q}_{conv, al\_sensore} = \dot{q}_{irr, dal\_sensore}$$

$$h(T_f - T_{ter}) = \varepsilon_{ter} \sigma (T_{ter}^4 - T_s^4)$$

$$T_f = T_{ter} + \frac{\varepsilon_{ter} \sigma (T_{ter}^4 - T_s^4)}{h}$$

Dove:

$T_f$  è la temperatura del fluido

$T_{ter}$  è il valore letto dalla termocoppia

$T_s$  è il valore delle superfici circostanti

$h$  è il coefficiente di scambio termico per convezione

$\varepsilon$  è l'emissività della termocoppia

## **6.4 MODELLIZZAZIONE DELL'EFFETTO SERRA**

Un modello di irraggiamento DO a banda grigia non è in grado di prevedere correttamente il comportamento non grigio dei materiali in uso. Le proprietà radiative come l'emissività ed il coefficiente di assorbimento di tutti i materiali, infatti, non sono costanti per



tutte le lunghezze d'onda della radiazione che stiamo considerando. L'effetto serra è dovuto proprio alla variazione delle proprietà radiative nel campo soprattutto dell'infrarosso.

La spiegazione di questo sta nell'andamento della curva del coefficiente di trasmissione del vetro che assomiglia ad una u rovesciata. Il vetro con gli spessori che ha nella pratica trasmette circa il 90% della radiazione visibile ( $\lambda$  compreso tra 0.4-0.74 $\mu\text{m}$ ) ma risulta praticamente opaco alla radiazione infrarossa dello spettro elettromagnetico ( $\lambda$  compreso tra 0.74-100 $\mu\text{m}$ ). Il vetro ha quindi una finestra trasparente nel campo della luce visibile che corrisponde ad oltre il 90% dell'emissione solare. Ciò significa che, mentre la luce visibile del sole riesce ad entrare attraverso i vetri dei finestrini di un autoveicolo, la radiazione infrarossa (emessa da ogni corpo che si trova a temperature fino agli 800-1000°K) non riesce ad uscire venendo assorbita dal vetro che aumenta la sua temperatura scambiando calore per conduzione e convezione con l'atmosfera interna dell'abitacolo nel quale ci aspettiamo una temperatura media più alta rispetto al caso "grigio". Le restanti pareti interne dell'abitacolo apportano il loro contributo all'effetto serra perché esse vengono riscaldate dalla luce solare che arriva cominciando a riflettere ed ad emettere oltre che, chiaramente, ad assorbire. I materiali opachi possono avere coefficienti di emissione alla radiazione infrarossa più bassi di quelli che si hanno per la luce visibile, ne consegue un assorbimento totale minore dell'emissione totale. Ci sarà, quindi, un aumento, rispetto al caso "grigio" dell'energia assorbita (incidente – emessa) che si tradurrà in aumento di temperatura delle pareti e conseguente scambio termico con l'atmosfera interna dell'abitacolo.

Vediamo, ora, come settare il solutore Fluent per simulare il comportamento esatto dei materiali. Per fare ciò bisogna entrare in dettaglio sulle condizioni al bordo.

### ***Pareti opache***

Per una parete opaca, grigia che riflette in maniera diffusa e speculare si ha:

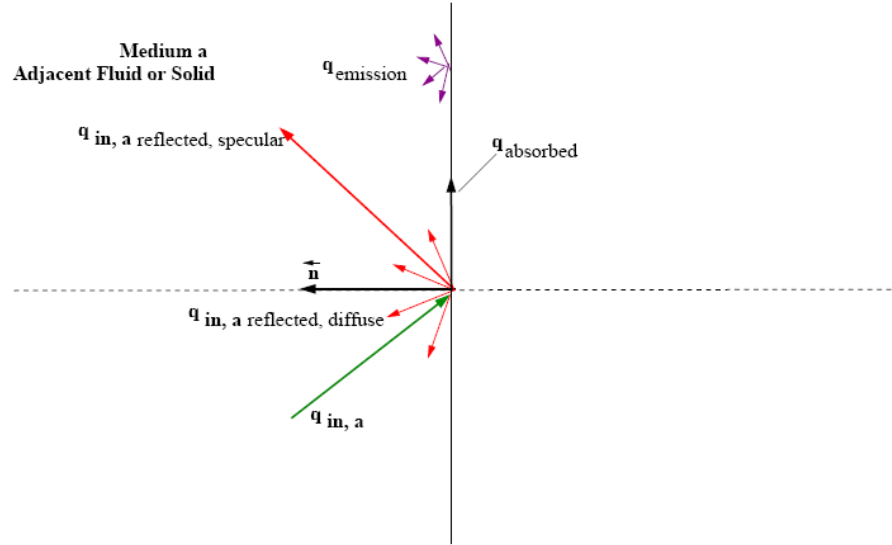
$$\text{Emissione dalla superficie} = n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4;$$

$$\text{Energia riflessa in maniera diffusa} = f_d (1 - \varepsilon_w) q_{in};$$

$$\text{Energia riflessa specularmente} = (1 - f_d) q_{in};$$

$$\text{Assorbimento alla parete} = f_d \varepsilon_w q_{in} \cdot (\text{deriva dalla legge di Kirchhoff})$$

Dove è stata fatta l'ipotesi di Kirchhoff cioè  $\alpha = \varepsilon$ .



Per una parete opaca, non grigia ( sarà impostato un solutore DO a doppia banda: visibile ed infrarosso), che rifletterà solo in maniera diffusa (fd=0) le equazioni che Fluent imposterà saranno (continua a valere l'ipotesi di Kirchhoff):

*Energia incidente*

$$q_{in} = q_{inIR} + q_{inVIS}$$

$$q_{inIR} = \Delta\lambda_{IR} \cdot \int_{\mathcal{S}} I_{inIR} \mathbf{p} \cdot \mathbf{p} d\Omega$$

$$q_{inVIS} = \Delta\lambda_{VIS} \cdot \int_{\mathcal{S}} I_{inVIS} \mathbf{p} \cdot \mathbf{p} d\Omega$$

$\Delta\lambda_{IR}, \Delta\lambda_{VIS}, I_{inIR}, I_{inVIS}$  sono rispettivamente le larghezze delle bande visibile ed infrarossa, le potenze incidenti nel campo infrarosso e visibile. Tutti sono dati di input.

*Energia riflessa ed energia emessa*

$$q_{out} = q_{outIR} + q_{outVIS}$$

$$q_{outIR} = (1 - \varepsilon_{wIR}) \cdot q_{inIR} + \varepsilon_{wIR} \cdot [f(0 \rightarrow n\lambda_{2IR} T_w) - f(0 \rightarrow n\lambda_{1IR} T_w)] \cdot n^2 \sigma T_w^4$$

$$q_{outVIS} = (1 - \varepsilon_{wVIS}) \cdot q_{inVIS} + \varepsilon_{wVIS} \cdot [f(0 \rightarrow n\lambda_{2VIS} T_w) - f(0 \rightarrow n\lambda_{1VIS} T_w)] \cdot n^2 \sigma T_w^4$$



Le funzioni  $f$  sono le funzioni di radiazione emessa da corpo nero e derivano dalla integrazione numerica della legge della distribuzione di Planck:

$$E_{n\lambda}(T) = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2 / \lambda T) - 1]}$$

Dove  $C_1 = 2\pi^5 hc_0^5 / 15$ ,  $C_2 = hc_0 / k$ ,  $k = 1.3805 \times 10^{-23} J / K$  costante di Boltzmann.

L'energia assorbita dalla parete opaca sarà:

$$q_{abs} = q_{in} - q_{out}$$

Il flusso di calore assorbito entrerà all'interno del bilancio dei flussi alla parete, per esempio, per parete adiabatica entrerà all'interno della equazione al bordo che calcola la temperatura della parete:

$$T_w = \frac{q - q_{rad}}{h_f} + T_f \quad \text{dove } q_{rad} \text{ è proprio } q_{abs}$$

Oppure, per esempio, entrerà all'interno del bilancio dei flussi di calore con la condizione termica settata alla parete di convective heat transfer:

$$q = h_f (T_w - T_f) + q_{rad} = h_{ext} (T_{ext} - T_w) \quad \text{dove } q_{rad} \text{ è sempre } q_{abs}$$

Si può notare che, in un modello grigio in cui l'emissività interna della parete settata di default è pari a 1, si fa praticamente l'ipotesi di parete nera. Un corpo nero è un perfetto emettitore ed assorbitore di energia irradiata e non è in grado di accumulare tale energia. In pratica, in un modello grigio, le pareti interne dell'auto emetteranno tutta l'energia incidente che ritornando sul vetro dei finestrini sarà o trasmessa all'esterno del dominio oppure assorbita dal mezzo. Nel secondo caso, però, bisogna dire che la parte assorbita non entrerà all'interno del bilancio energetico perchè Fluent non lo prevede. Ne consegue che tale quantitativo di energia in ogni caso viene disperso e questo non è ciò che fisicamente avviene. Si rimanda al prossimo paragrafo per uno studio dettagliato del comportamento delle semitrasparent wall.



In un modello non grigio, dove è possibile settare una emissività diversa per ogni banda, è possibile per certi valori delle emissività  $\varepsilon_{wIR}, \varepsilon_{wVIS}$  ottenere  $q_{abs} = q_{in} - q_{out}$  maggiori rispetto al caso grigio in cui  $\varepsilon_{wIR} = \varepsilon_{wVIS} = 1$ .

Per esempio, nel caso in cui ci fosse irraggiamento esterno nella sola banda visibile ed il materiale di cui è fatta la parete interna opaca avesse emissività (o assorbimento) visibile ed infrarosso rispettivamente 1 e 0.5 (significa essenzialmente che alla luce visibile la parete è nera ma non lo è alla radiazione infrarossa) si avrebbe:

$$\begin{aligned}q_{in} &= q_{inIR} + q_{inVIS} \\q_{inIR} &= \Delta\lambda_{IR} \cdot \int_{\frac{\rho}{h}}^{\frac{\rho}{h}} I_{inIR} \cdot \frac{\rho}{h} d\Omega = 0 \\q_{inVIS} &= \Delta\lambda_{VIS} \cdot \int_{\frac{\rho}{h}}^{\frac{\rho}{h}} I_{inVIS} \cdot \frac{\rho}{h} d\Omega \neq 0 \\q_{out} &= q_{outIR} + q_{outVIS} \\q_{outIR} &= 0.5 \cdot [f(0 \rightarrow n\lambda_{2IR} T_w) - f(0 \rightarrow n\lambda_{1IR} T_w)] \cdot n^2 \sigma T_w^4 \\q_{outVIS} &= 1 \cdot [f(0 \rightarrow n\lambda_{2VIS} T_w) - f(0 \rightarrow n\lambda_{1VIS} T_w)] \cdot n^2 \sigma T_w^4\end{aligned}$$

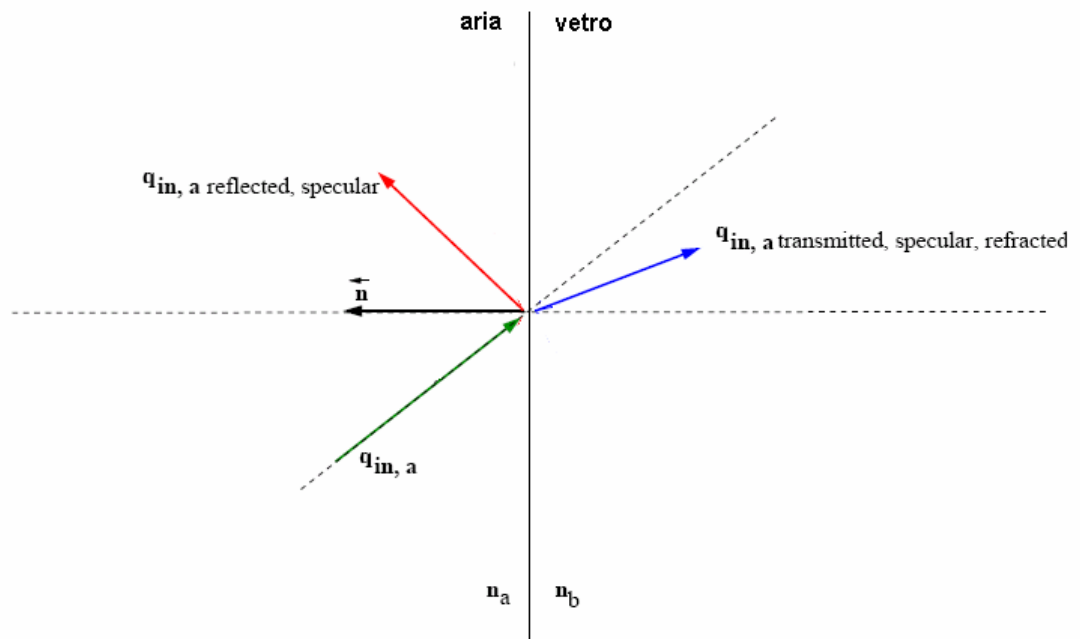
Nel caso grigio le stesse equazioni darebbero:

$$\begin{aligned}q_{in} &= q_{inIR} + q_{inVIS} \\q_{inIR} &= \Delta\lambda_{IR} \cdot \int_{\frac{\rho}{h}}^{\frac{\rho}{h}} I_{inIR} \cdot \frac{\rho}{h} d\Omega = 0 \\q_{inVIS} &= \Delta\lambda_{VIS} \cdot \int_{\frac{\rho}{h}}^{\frac{\rho}{h}} I_{inVIS} \cdot \frac{\rho}{h} d\Omega \neq 0 \\q_{out} &= q_{outIR} + q_{outVIS} \\q_{outIR} &= 1 \cdot [f(0 \rightarrow n\lambda_{2IR} T_w) - f(0 \rightarrow n\lambda_{1IR} T_w)] \cdot n^2 \sigma T_w^4 \\q_{outVIS} &= 1 \cdot [f(0 \rightarrow n\lambda_{2VIS} T_w) - f(0 \rightarrow n\lambda_{1VIS} T_w)] \cdot n^2 \sigma T_w^4\end{aligned}$$



E cioè, complessivamente, si avrebbe una  $q_{abs}$  minore e quindi una temperatura alla parete minore.

### ***Pareti semitrasparenti speculari***



Nel caso particolare di superfici semitrasparenti speculari, in cui la diffuse fraction è posta pari a 0, Fluent calcola il coefficiente di riflessione speculare e quindi quello di trasmissione (passando dal mezzo a a quello b) a partire dagli indici di rifrazione dei due mezzi usando le leggi della rifrazione:

$$r = \frac{1}{2} \left( \frac{n_a \cos \theta_b - n_b \cos \theta_a}{n_a \cos \theta_b + n_b \cos \theta_a} \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \frac{n_a \cos \theta_a - n_b \cos \theta_b}{n_a \cos \theta_a + n_b \cos \theta_b} \right)^2$$

$$\sin \theta_b = \frac{n_a}{n_b} \sin \theta_a$$

$$t = 1 - r$$

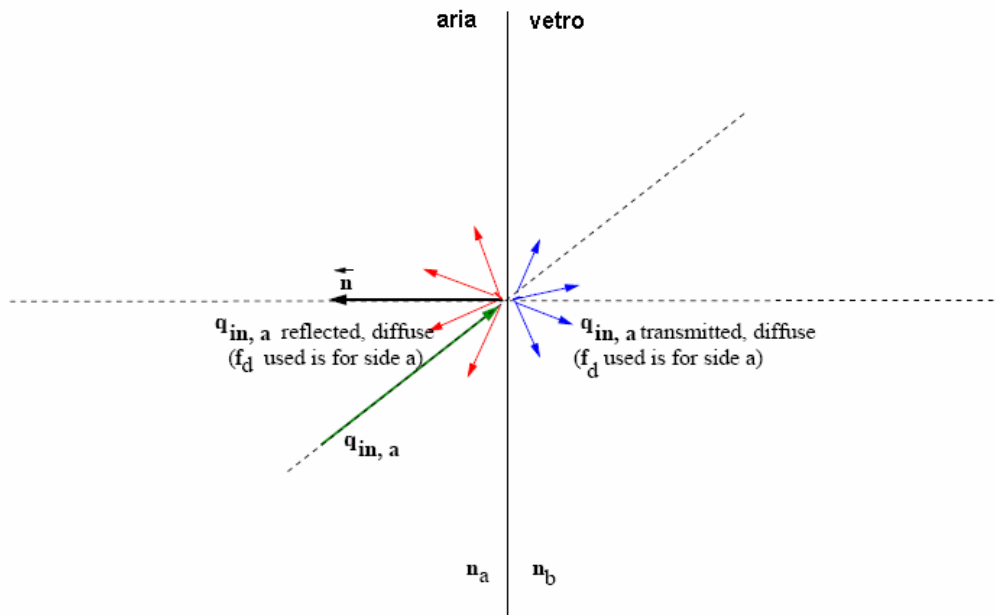
Con l'ipotesi di spessore nullo della parete.

Se la parete ha spessore non nullo Fluent applica tale procedimento per step cioè, per esempio, avendo una potenza  $q_{in}$  incidente di  $\theta_a$  tra aria e vetro, a partire da  $n_a$  ed  $n_b$ , calcola  $\theta_b$ ,  $r$  e  $t$ . Quindi con la potenza  $t \cdot q_{in}$  incidente di  $\theta_b$  ripete lo stesso procedimento tra vetro ed aria,



calcolando alla fine di questa catena, la potenza che effettivamente passa dall'interno all'esterno dell'abitacolo o viceversa. Se la parete semitrasparente ha coefficiente di assorbimento non nullo al secondo step  $t \cdot q_{in}$  deve essere sottratta la potenza assorbita ( in pratica deve essere moltiplicata per il fattore  $a \cdot s$  dove  $s$  è lo spessore della parete. Si ricorda che il quantitativo di energia assorbito, per parete semitrasparente, si perde dal bilancio ( a meno di modellare la parete semitrasparente come una solid wall). In pratica questo è il comportamento da simulare sui vetri dell'automobile per la radiazione visibile per la quale la diffuse fraction è da considerarsi praticamente nulla.

### ***Pareti semitrasparenti diffuse***



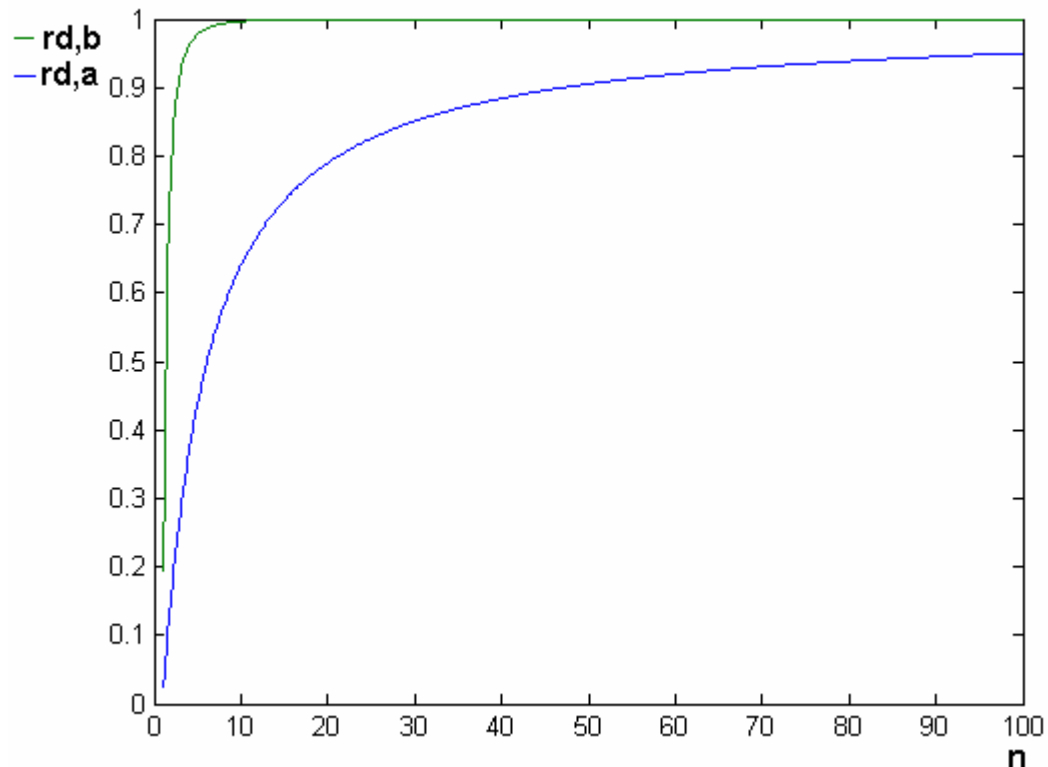
Nel caso di pareti Semitrasparenti diffuse cioè dove la riflessione e la trasmissione hanno la componente solo diffusa, si ha che ( per  $n = n_a / n_b > 1$  ):

$$r_{d,a} = 1 - \frac{(1 - r_{d,b})}{n^2}$$

$$r_{d,b} = \frac{1}{2} + \frac{(3n+1)(n-1)}{6(n+1)^2} + \frac{n^2(n^2-1)^2}{(n^2+1)^3} \ln\left(\frac{n-1}{n+1}\right) - \frac{2n^3(n^2+2n-1)}{(n^2+1)(n^4-1)} + \frac{8n^4(n^4+1)}{(n^2+1)(n^4-1)^2} \ln(n)$$



Con  $r_{d,a}, r_{d,b}$  i coefficienti di riflessione (diffusa) rispettivamente per radiazioni incidenti dalla parte a e b della superficie.



I coefficienti di trasmissione relativi si calcoleranno ( qualora non ci fosse assorbimento attraverso la parete) con le:

$$t_{d,a} = 1 - r_{d,a}$$

$$t_{d,b} = 1 - r_{d,b}$$

Anche in questo caso, se la parete ha uno spessore non nullo, Fluent applica questo procedimento per step ovvero avendo una potenza  $q_{in}$  incidente tra aria e vetro, a partire da na ed nb, si calcola, r e t. Quindi con la potenza  $t \cdot q_{in}$  incidente di ripete lo stesso procedimento tra vetro ed aria, calcolando alla fine di questa catena, la potenza che effettivamente passa dall'interno all'esterno dell'abitacolo o viceversa. Se la parete semitrasparente ha coefficiente di assorbimento non nullo al secondo step  $t \cdot q_{in}$  deve essere sottratta la potenza assorbita ( in pratica deve essere moltiplicata per il fattore  $a \cdot s$  dove s è lo spessore della parete.





Per pareti che hanno una diffuse fraction compresa tra 0 e 1 Fluent applicherà alla porzione  $(1 - f_d) \cdot q_{in}$  il procedimento per pareti speculari, ed alla porzione  $f_d \cdot q_{in}$  il procedimento per pareti diffuse.

### ***Conclusioni***

Alla luce di quanto detto si può concludere che per fare in modo che l'abitacolo si comporti effettivamente come una gabbia di calore, considerando che la parte di energia assorbita dalle pareti con spessore non nullo esce dal bilancio si può settare, per il materiale vetro, nella banda dell'infrarosso un indice di rifrazione opportuno tale per cui un raggio di radiazione infrarossa che parte dalle pareti opache interne ed arriva sul vetro dei finestrini "incontri" un coefficiente di trasmissione aria-vetro trascurabile, ciò significa che il corrispondente coefficiente di riflessione sarà pari ad 1 (radiazione infrarossa interamente riflessa). Così facendo quel quantitativo di energia, che altrimenti andrebbe perso, rimane all'interno dell'abitacolo.

## ***6.5 PARAMETRI CORRETTIVI DELLA PROVA***

Alla luce di quanto detto si cercherà una metodologia di settaggio più corretta della prova in esame. Essendo la luce solare che arriva sul suolo terrestre composta per il 90% da radiazione visibile e il 10% da radiazione infrarossa che si infrange sui finestrini e viene assorbita nella sua totalità dal vetro che riscaldandosi irradia nell'infrarosso, dobbiamo:

***Settare un modello di irraggiamento a doppia banda ( infrarosso 0.4-0.76 $\mu$ m, visibile 0.76-100 $\mu$ m)***

***Applicare l'irraggiamento solare secondo i parametri stabiliti (in questa prova 900W/m<sup>2</sup>)***

***Applicare ai finestrini lo spessore reale degli stessi (circa 3 mm)***

***Modellare i finestrini come superfici semitrasparenti attraverso i quali passa tutta la radiazione solare ipotizzata solo nel campo visibile***



***Applicare un coefficiente di assorbimento al vetro nel campo visibile di 0***

Così facendo si commette l'errore di non rappresentare la realtà fisica del problema (si ricordi che il 10% della potenza rimane sui finestrini) ma è l'unico modo (a parte quello di modellare i finestrini come volumi solidi) che ci fa rimanere la potenza irradiata nell'infrarosso all'interno del dominio.

E' importante settare sulle proprietà del vetro opportuni valori degli indici di rifrazione nel visibile e nell'infrarosso. Si deve cioè:

***Applicare l'indice di rifrazione al vetro nel visibile di 1.5 (reale) e nell'infrarosso un valore tendente ad infinito (verosimile) per fare in modo che la radiazione infrarossa "rimbalzi" sui vetri e ritorni nell'abitacolo ( che così si comporta da gabbia di calore)***

Non è importante, invece, settare un opportuno valore del coefficiente di assorbimento infrarosso perché avendo posto  $\infty$  l'indice di rifrazione relativo si ha una trasmissione della radiazione infrarossa pari a 0.

Non è importante settare opportuni materiali per le superfici interne dell'abitacolo e neanche uno spessore diverso da 0 perché Fluent non utilizzerà tali parametri (a meno di modellare le superfici esterne come superfici solide). Si utilizzerà quindi semplicemente il materiale di default (alluminio). Ciò che utilizzerà Fluent sarà la emissività visibile delle stesse che saranno settate sul pannello relativo alla radiazione delle condizioni al contorno. Perciò:

***Si setterà, per ciascuna superficie interna, una emissività visibile:***

***1 per materiali neri come il volante e i tappeti del fondo dell'abitacolo***

***0.65 per le parti in pelle chiara***

***0.9 per la plancia che è nera traslucida***

***0.7 per il manichino che è grigio in materiale plastico***

Si osserva che la emissività infrarossa delle stesse superfici non influenzerà la soluzione per l'indice di rifrazione del vetro che tende ad infinito perché se la radiazione infrarossa è costretta a rimanere nell'abitacolo anche la parte di essa riflessa sarà prima o poi assorbita ed



entrerà nel bilancio energetico all'interno della condizione termica di flusso di calore 0 alle pareti con la quale Fluent calcolerà la temperatura della parete:

$$T_w = \frac{(q - q_{rad})}{h_f} + T_f$$

In cui  $q$  è posto uguale a 0. Quindi

***Si setterà una condizione termica di heat flux = 0 alle pareti opache interne all'abitacolo compersi i sedili ed il manichino.***

L'abitacolo, in questo modo sarà considerato adiabatico: sarà ipotizzato che gli strati di materiale (i tessuti che imbottiscono le pareti) daranno una resistenza termica alle superfici opache molto maggiore di quelle che daranno i vetri (coefficiente di conducibilità di 0.93 W/mK) i quali trasmetteranno calore per conduzione (va applicata la shell conduction) e convezione con l'aria esterna calda che li fende alle velocità di tabella 2.1):

$$q = h_{ext}(T_{ext} - T_w) = h_f(T_w - T_f)$$

Dalla quale Fluent si ricava la temperatura della parete. Quindi

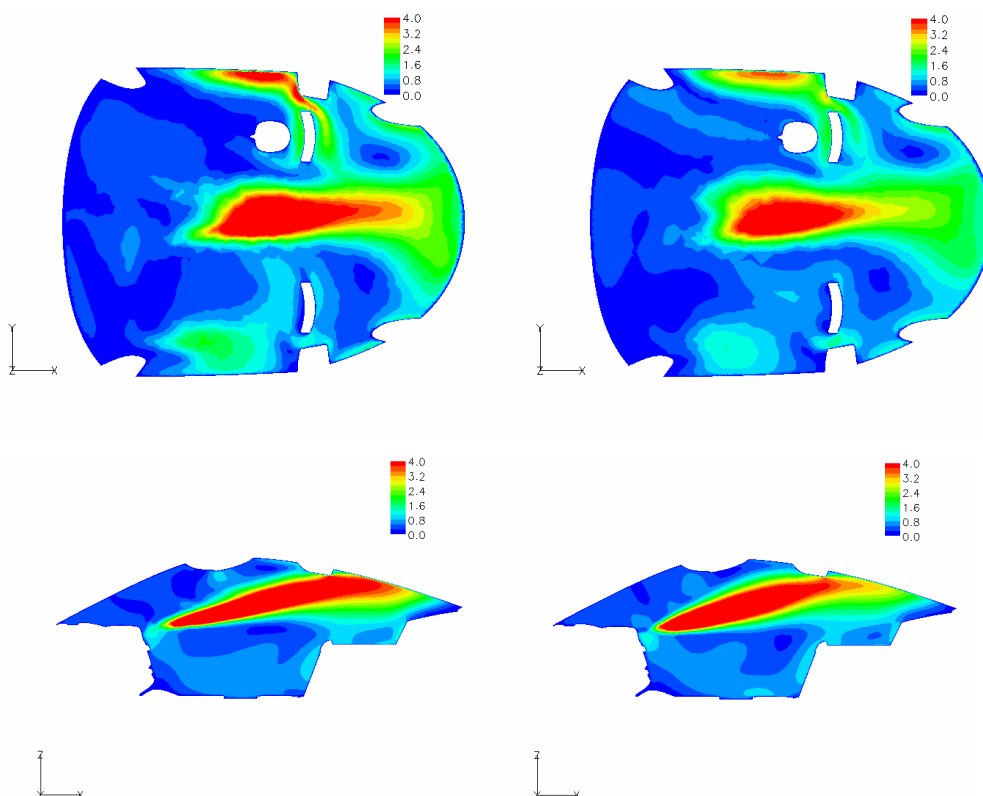
***Si setterà la condizione di convective heat transfer alle pareti semitrasparenti con coefficiente pari a 35, 50, 62 W/m<sup>2</sup>K a seconda della velocità dell'auto ed una temperatura esterna come da tabella 2.1.***

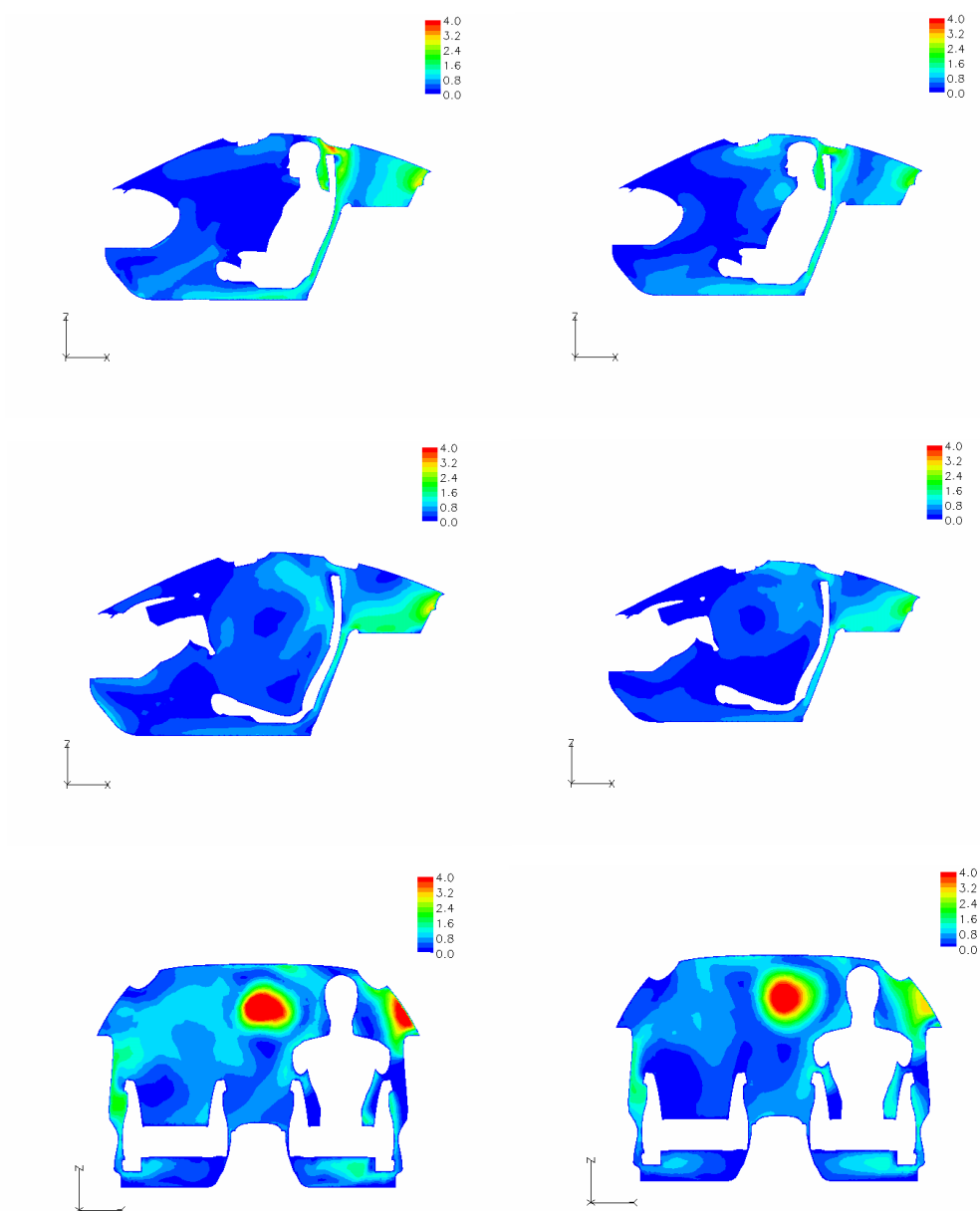


## ***7-CONFRONTO BANDA GRIGIA-DOPPIA BANDA-SPERIMENTALE***

Alla luce di quanto descritto nel capitolo 6 si è proceduto ad un nuovo settaggio del test numero 1 che prevede, nei limiti di modellizzazione, il comportamento non grigio della luce. In questo capitolo si discuteranno i risultati ottenuti e si confronteranno con quelli ottenuti con la prova a banda grigia sia dal punto di vista qualitativo che quantitativo.

### ***7.1 CONFRONTO CAMPI DI VELOCITA'***



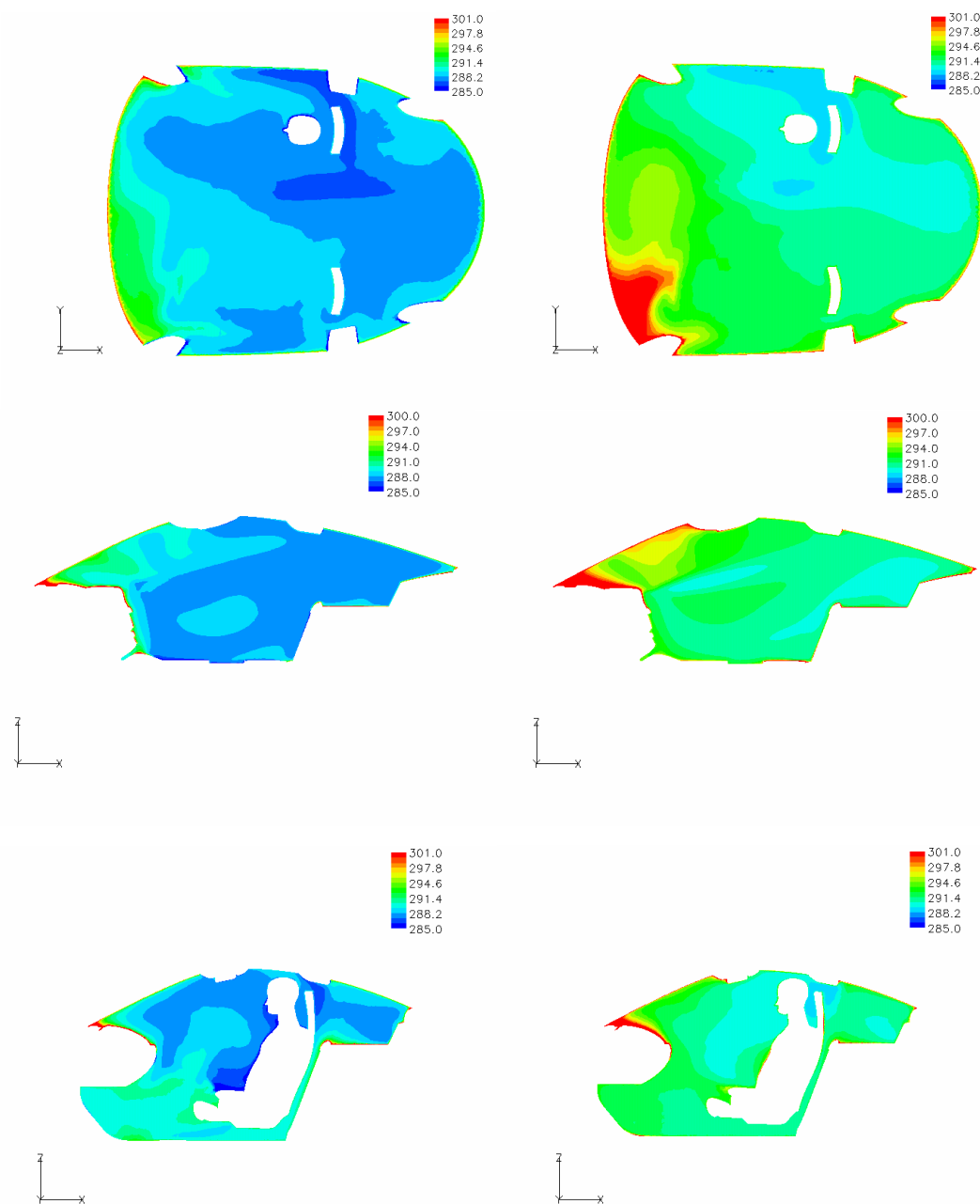


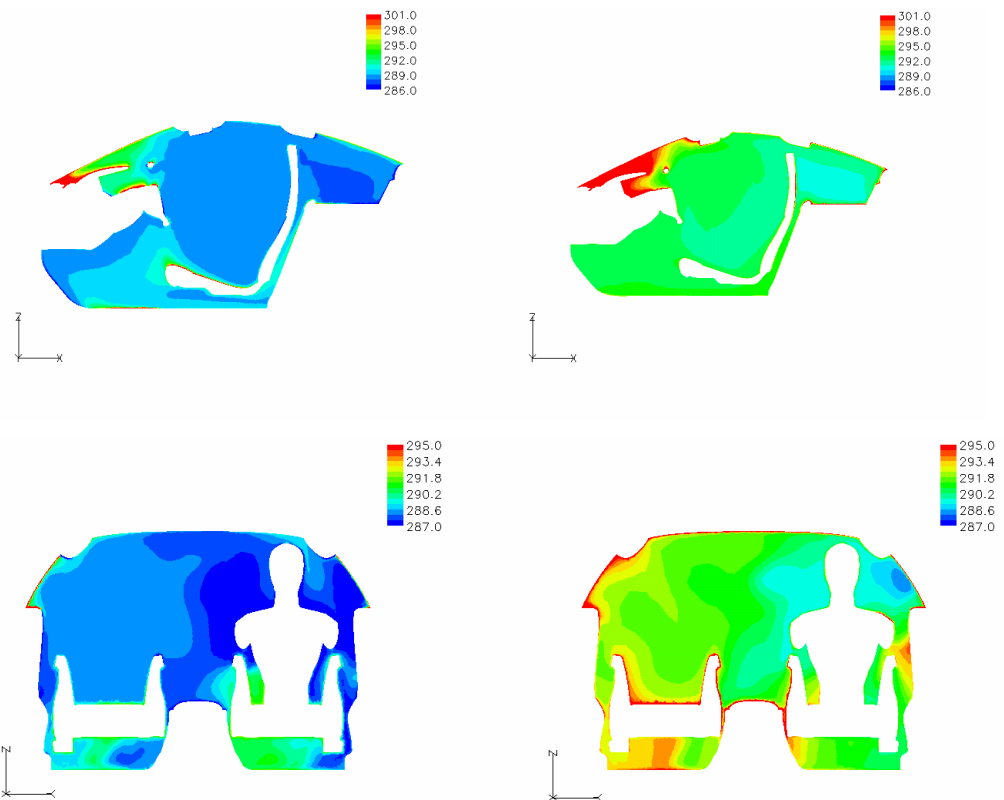
7.1-Confronto velocità tra banda grigia (sinistra) e doppia banda (destra)

La figura 7.1 evidenzia che, per quanto riguarda il campo di velocità, le differenze tra i due modelli non sono affatto marcate, le leggere discrepanze, infatti, non sono dovute alla variazione del modello di irraggiamento tra banda grigia e doppia banda ma dal fatto che la doppia banda è stata fatta girare col solutore settato al primo ordine per il flusso. Allo stato attuale, infatti, un secondo ordine non permette di “catturare” il comportamento dell’effetto serra a causa degli errori inevitabili che si hanno nelle vicinanze dei finestrini (che non sono stati modellati come solid zones).



## 7.2 CONFRONTO CAMPI DI TEMPERATURA





### 7.2-Confronto campi di temperatura banda grigia (sinistra) doppia banda (destra)

La figura 7.2 dimostra che le correzioni apportate al modello sono in grado di indurre l'abitacolo a comportarsi da gabbia di calore, la temperatura media dell'abitacolo risulta salita dalla zona celeste della scala a quella gialla che si traduce quantitativamente con un numero di gradi kelvin di circa 5. Questo comportamento è tanto più marcato quanto più ci si avvicina alle zone in cui il flusso risulta fermo. Ovviamente l'aumento della temperatura è accompagnato dalla diminuzione del gradiente di temperatura specie sul finestrino lato guidatore dove nel caso a banda grigia la temperatura passa da 287°K a 303°K in pochissimi centimetri evidenziando un gradiente che non è verosimile.





### 7.3 CONFRONTO CFD-SPERIMENTALE

	<i>Risultati sperimentali (°K)</i>	<i>Risultati banda grigia (°K)</i>	<i>Differenze (°K)</i>	<i>Risultati doppia banda (°K)</i>	<i>Nuove differenze (°K)</i>
<i>Piede dx passeggero</i>	305.7	287.2	18.5	292.1	13.6
<i>Piede sx passeggero</i>	305.8	287.3	18.5	292.4	13.4
<i>Piede guidatore</i>	299.8	289.4	12.5	292.7	7.1
<i>Torace guidatore</i>	298.1	289.8	8.3	296.4	1.7
<i>Mezzeria sedili</i>	295.1	287.6	7.5	290.6	4.5
<i>Testa passeggero</i>	299.7	288.1	11.6	292.7	7
<i>Finestrino post. sx</i>	304.4	296.5	7.9	299.4	5
<i>Finestrino ant. sx</i>	305.6	296.1	9.5	299.1	6.5
<i>Portiera sx</i>	300.4	284.6	15.8	296.6	3.8
<i>Finestrino post.dx</i>	306.2	293.3	12.9	296.7	9.5
<i>Finestrino ant. dx</i>	306.6	295.2	11.4	295.8	10.8
<i>Portiera dx</i>	299.5	283.1	16.45	300.5	-1
<i>Tetto centro</i>	303.7	287.7	16	295.9	7.8
<i>Testa guidatore</i>	298.5	288.3	10.2	291.5	7
<i>Tetto post. dx</i>	298.2	286.2	12	290.3	7.9
<i>Tetto post sx</i>	298.4	287.8	10.6	293.7	4.7
<i>Lunotto dx</i>	310.0	297.1	12.9	298.8	11.2
<i>Lunotto sx</i>	307.8	295	12.8	298.3	9.5
<i>Parabrezza sx</i>	309.3	298.7	10.6	301.8	7.5
<i>Parabrezza dx</i>	309.8	297.5	12.3	300.0	9.8
<i>Spalla dx passeggero</i>	296.5	281.2	15.3	291.0	5.5
<i>Spalla sx passeggero</i>	297.6	284.7	12.9	290.8	6.8
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	306.3	288.2	18.1	301.7	4.6
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	304.1	286.5	17.6	296.5	7.6

*Tabella 7.1 confronto tra sperimentale, banda grigia, doppia banda*

La tabella 7.1 racchiude i valori delle temperature relative al test numero 1 misurati nelle prove sperimentali, nella simulazione a banda grigia e in quella a doppia banda ed è di fondamentale importanza per l'analisi quantitativa della simulazione.

Osservando la penultima colonna possiamo confermare quanto detto nell'analisi qualitativa sui piani di visualizzazione e cioè che la temperatura media è aumentata di 5°K circa. I valori ottenuti con questo nuovo settaggio del solutore, però, sono tutti inferiori ai relativi sperimentali (a parte la termocoppia posizionata sulla portiera destra che ci da un valore identico a quello sperimentale). I valori che presentano le maggiori discrepanze rimangono ancora quelli relativi alle termocoppie posizionate sul fondo dell'auto e sui vetri specialmente il parabrezza ed il lunotto.



Secondo la trattazione già affrontata nel precedente capitolo, non aver considerato i finestrini come volumi solidi ci porta inevitabili errori numerici, se poi si aggiunge la probabile sensibilità delle termocoppie all'irraggiamento (presente con più forza sia sul parabrezza che sul lunotto), la differenza di circa 10-13 gradi è presto giustificata. Si fa notare, a titolo di esempio, la temperatura misurata dalla termocoppia del parabrezza destro ( $310.3^{\circ}\text{K}$ ) che è di  $7^{\circ}\text{K}$  superiore alla temperatura esterna ( $303^{\circ}\text{K}$  che è la più alta). Le discrepanze sulle sonde posizionate nei pressi del fondo possono essere affette, oltre che dagli errori di cui si è parlato nello capitolo precedente, anche dalla troppo accurata pulizia della geometria che lascia al flusso d'aria un corridoio che fende il dorso del sedile, esternamente al passeggero, che continua sul fondo. Questo flusso d'aria può provocare un raffreddamento del fondo che non è verosimile. Tutto ciò dipende direttamente dal fatto che ci è ignota la direzione del flusso iniziale delle bocchette e, di conseguenza, il suo percorso nell'abitacolo. Spostandosi man mano da queste "zone critiche" verso l'interno del volume si può notare che le discrepanze diminuiscono notevolmente.

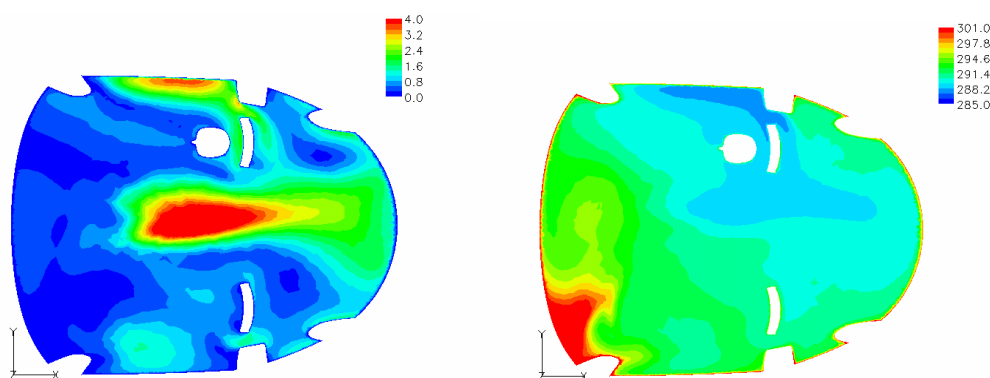


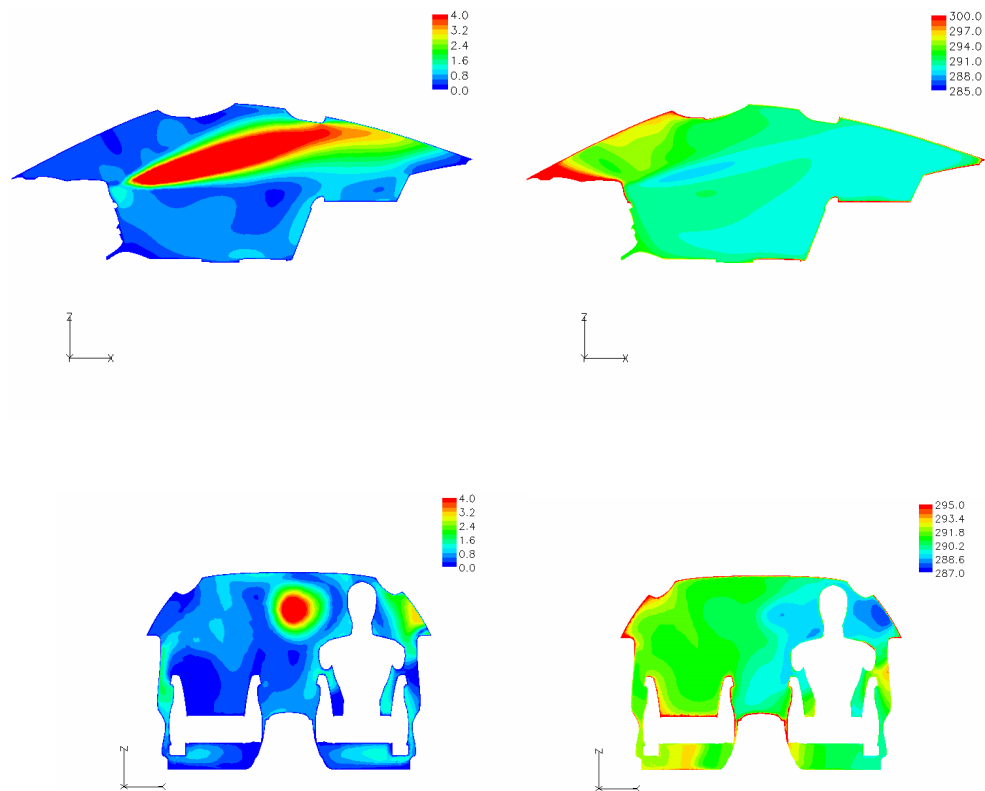


## **8-ANALISI DEI RISULTATI DELLE PROVE**

### **8.1 RISULTATI TEST 2**

La prova numero 2 è simile alla prova numero 1 cioè quella di riferimento, è relativa alla simulazione del raffreddamento in una giornata calda e assolata ( $T$  esterna è di  $30^{\circ}\text{C}$ ), la differenza con la prova di riferimento è data dal fatto che l'auto si sposta ad una velocità superiore (90 km/h il che implica un coefficiente di convezione ai finestrini superiore) in quarta marcia, il che implica un migliore funzionamento del condizionatore (le temperature dell'aria uscente dalle bocchette sono in media leggermente inferiori). Dal punto di vista qualitativo (figure 8.1) non vi sono differenze apprezzabili con la prova di riferimento. Dal punto di vista quantitativo (tabella 8.1) si può dire che ci sono discrepanze rispetto alle valutazioni sperimentali di entità leggermente inferiore (12.6 di massima invece di 13.6). Si rimanda in appendice per la descrizione completa della prova e per la visione delle visualizzazioni su tutti i piani.





*Fig 8.1 campo di velocità (sinistra) e campo di temperatura (destra) prova 2*

	<i>Risultati sperimentali (°K)</i>	<i>Risultati doppia banda (°K)</i>	<i>Differenze (°K)</i>
<i>Piede dx passeggero</i>	<i>304.1</i>	<i>291.5</i>	<i>12.6</i>
<i>Piede sx passeggero</i>	<i>304.0</i>	<i>291.8</i>	<i>12.2</i>
<i>Piede guidatore</i>	<i>298.2</i>	<i>292.1</i>	<i>6.1</i>
<i>Torace guidatore</i>	<i>297.2</i>	<i>295.7</i>	<i>1.5</i>
<i>Mezzeria sedili</i>	<i>294.3</i>	<i>290.0</i>	<i>4.3</i>
<i>Testa passeggero</i>	<i>298.4</i>	<i>292.2</i>	<i>6.2</i>
<i>Finestrino post. Sx</i>	<i>303.9</i>	<i>299.8</i>	<i>4.1</i>
<i>Finestrino ant. Sx</i>	<i>305.3</i>	<i>298.9</i>	<i>6.4</i>
<i>Portiera sx</i>	<i>299.5</i>	<i>295.9</i>	<i>3.6</i>
<i>Finestrino post.dx</i>	<i>305.0</i>	<i>297.4</i>	<i>7.6</i>
<i>Finestrino ant. Dx</i>	<i>305.6</i>	<i>296.4</i>	<i>9.2</i>
<i>Portiera dx</i>	<i>299.3</i>	<i>299.6</i>	<i>-0.3</i>
<i>Tetto centro</i>	<i>302.5</i>	<i>295.2</i>	<i>7.3</i>
<i>Testa guidatore</i>	<i>297.9</i>	<i>290.9</i>	<i>7</i>
<i>Tetto post. Dx</i>	<i>297.0</i>	<i>289.7</i>	<i>7.3</i>
<i>Tetto post sx</i>	<i>297.2</i>	<i>293.0</i>	<i>4.2</i>
<i>Lunotto dx</i>	<i>308.2</i>	<i>299.2</i>	<i>9</i>
<i>Lunotto sx</i>	<i>306.1</i>	<i>298.8</i>	<i>7.3</i>
<i>Parabrezza sx</i>	<i>307.4</i>	<i>301.8</i>	<i>5.6</i>
<i>Parabrezza dx</i>	<i>308.3</i>	<i>300.3</i>	<i>8</i>

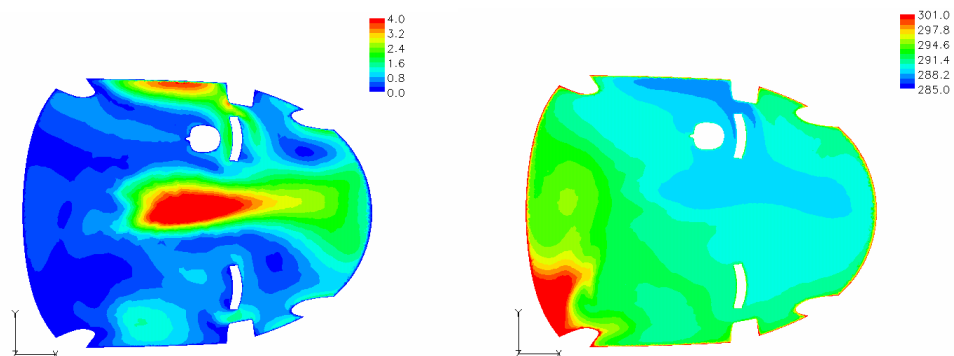


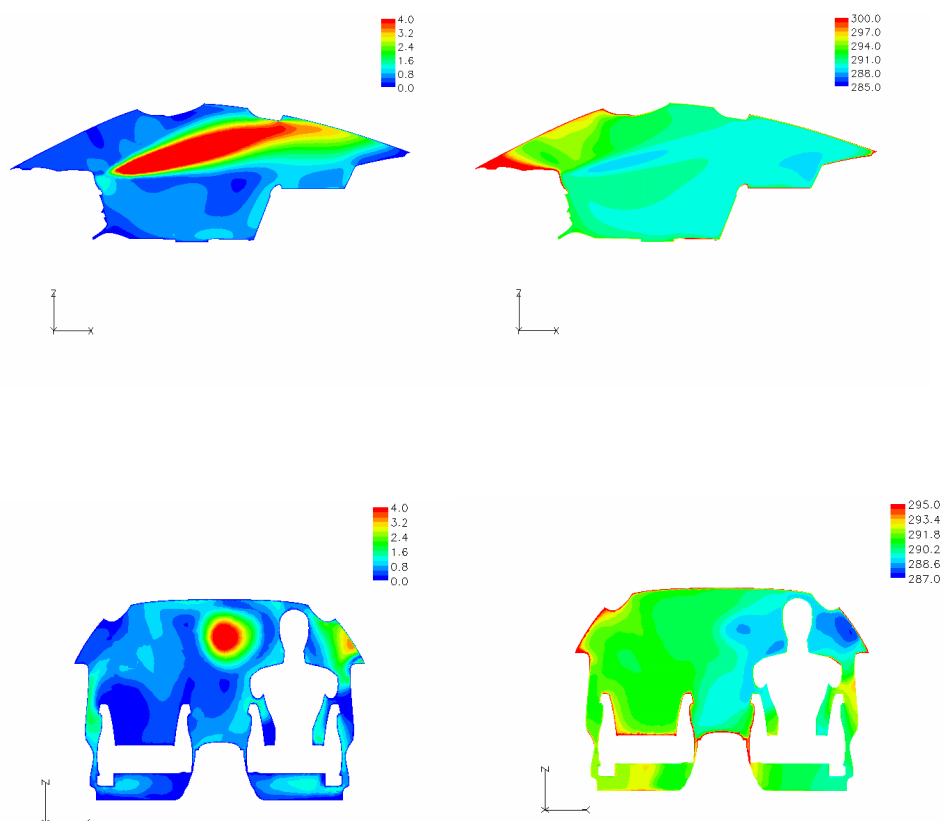
<i>Spalla dx passeggero</i>	<i>295.6</i>	<i>290.2</i>	<i>5.4</i>
<i>Spalla sx passeggero</i>	<i>296.6</i>	<i>290.1</i>	<i>6.5</i>
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	<i>305.3</i>	<i>301.0</i>	<i>4.3</i>
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	<i>303.3</i>	<i>295.9</i>	<i>7.4</i>

*Tabella 8.1 prova 2: confronto CFD-sperimentale*

## **8.2 RISULTATI TEST 3**

La prova numero 3, analogamente alla prova 1 e 2, simula in una giornata estiva, il raffreddamento dell'abitacolo dell'auto che viaggia in quinta marcia alla velocità di 120 km/h, rispetto alla prova 2 e 1 varia (se pur di poco) la velocità e la temperatura dell'aria uscente dalle bocchette (ad un numero di giri del motore superiore l'impianto di condizionamento risulta più efficiente) ed il coefficiente di scambio termico per convezione (la velocità dell'aria è superiore). Le condizioni di irraggiamento e la temperatura esterna risultano invariati. Nel complesso, però, i valori non si discostano molto, specie se paragonati a quelli della prova 2. Di conseguenza i risultati risultano simili e dal punto di vista quantitativo e da quello qualitativo. Dal punto di vista quantitativo, come per la prova 2 si può constatare una minore differenza tra i valori di simulazione e quelli sperimentali (circa 1 grado come per la prova precedente). Per le caratteristiche dettagliate delle prove in oggetto si rimanda in appendice. Seguono le visualizzazioni dei risultati della prova 3.





*Fig 8.2 campo di velocità (sinistra) e campo di temperatura (destra) prova 3*

	<b>Risultati sperimentali (°K )</b>	<b>Risultati doppia banda (°K )</b>	<b>Differenze (°K )</b>
<i>Piede dx passeggero</i>	303.8	291.3	12.5
<i>Piede sx passeggero</i>	302.7	291.6	11.1
<i>Piede guidatore</i>	299.7	291.9	7.8
<i>Torace guidatore</i>	297.1	295.5	1.6
<i>Mezzeria sedili</i>	294.3	289.8	4.5
<i>Testa passeggero</i>	298.1	289.7	8.4
<i>Finestrino post. Sx</i>	304.0	300.1	3.9
<i>Finestrino ant. Sx</i>	304.8	299.1	5.7
<i>Portiera sx</i>	300.1	295.7	4.4
<i>Finestrino post.dx</i>	304.7	297.9	6.8
<i>Finestrino ant. Dx</i>	305.0	296.9	8.1
<i>Portiera dx</i>	299.5	300.8	-1.3
<i>Tetto centro</i>	301.8	294.9	6.9
<i>Testa guidatore</i>	297.5	290.7	6.8
<i>Tetto post. Dx</i>	296.6	289.6	7
<i>Tetto post sx</i>	296.9	292.8	4.1
<i>Lunotto dx</i>	306.9	299.5	7.4
<i>Lunotto sx</i>	305.4	299.2	6.2
<i>Parabrezza sx</i>	306.7	300.6	6.1
<i>Parabrezza dx</i>	307.5	301.9	5.6
<i>Spalla dx passeggero</i>	295.5	290.3	5.2

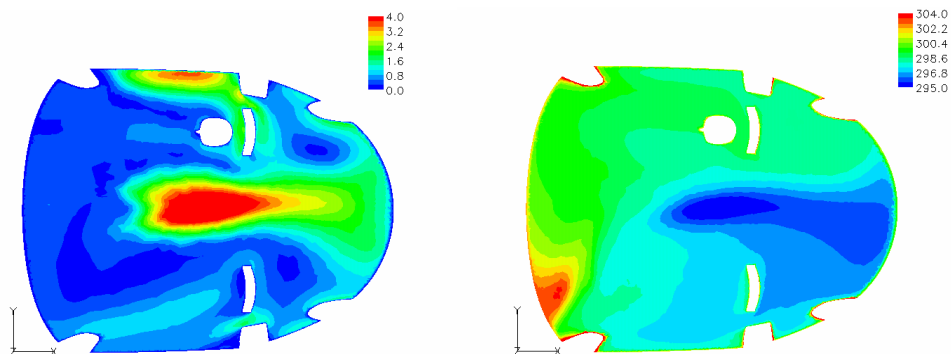


<i>Spalla sx passeggero</i>	<i>296.4</i>	<i>290.0</i>	<i>6.4</i>
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	<i>305.0</i>	<i>300.8</i>	<i>4.7</i>
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	<i>305.1</i>	<i>295.5</i>	<i>9.6</i>

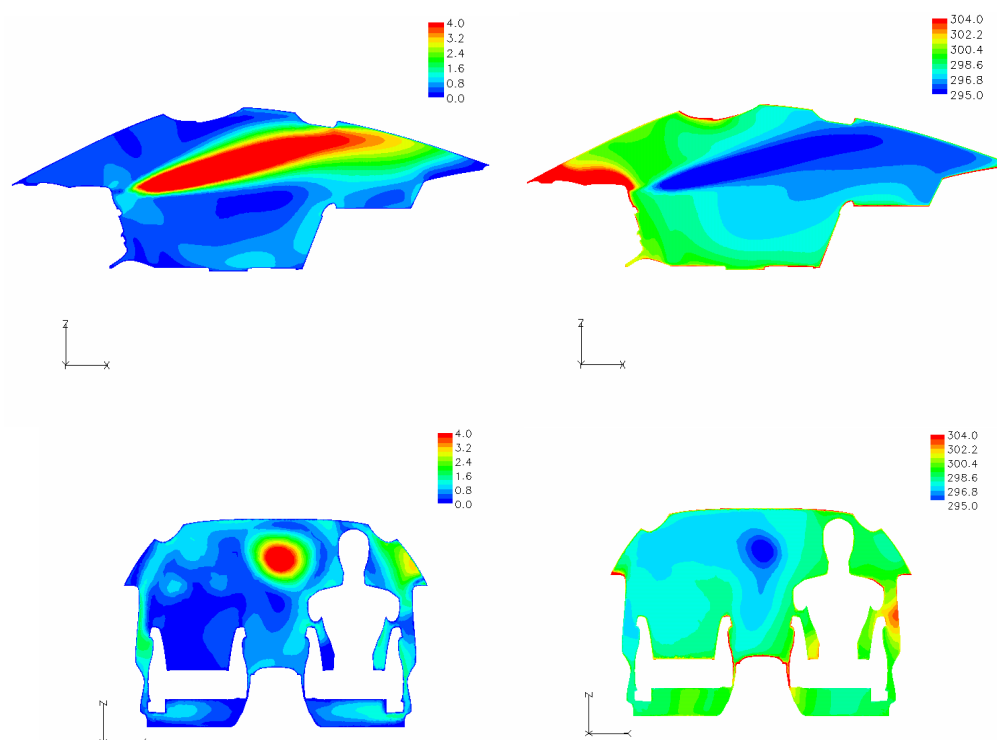
*Tabella 8.2 prova 3: confronto CFD-sperimentale*

### **8.3 RISULTATI TEST 4**

La prova numero 4 simula il comportamento termico dell'abitacolo dell'auto (che si muove in terza marcia alla velocità di 60 km/h) in una calda giornata di sole (la temperatura esterna è di 30°C) in cui il condizionatore è settato in bi-zona cioè in modo tale che le bocchette di sinistra rispetto alle bocchette di destra emettono aria a diversa temperatura (a sinistra le bocchette immettono aria a circa 285°K, a destra, invece, a circa 293°K). Dal punto di vista qualitativo (figura 8.3) si può osservare che il campo di temperatura presenta in effetti due zone a diversa gradazione di colori: la zona destra dell'abitacolo è più calda della zona sinistra, si sottolinea il fatto che la scala di colori nelle visualizzazioni sottostanti è diversa di quella delle figura 8.1, 8.2 ed 8.3 perché la temperatura è mediamente più alta. Dal punto di vista quantitativo (tabella 8.3) si può notare una maggiore compatibilità di questa simulazione con le prove sperimentali, infatti, si ha che mediamente le differenze si sono ridotte della metà. Si lasciano al capitolo successivo ulteriori osservazioni.







*Fig 8.3 campo di velocità (sinistra) e campo di temperatura (destra) prova 4*

	<i>Risultati sperimentali (°K )</i>	<i>Risultati doppia banda (°K )</i>	<i>Differenze (°K )</i>
<i>Piede dx passeggero</i>	305.9	299.8	6.1
<i>Piede sx passeggero</i>	306.7	299.8	6.9
<i>Piede guidatore</i>	298.5	298.1	0.4
<i>Torace guidatore</i>	298.5	302.4	-3.9
<i>Mezzeria sedili</i>	298.9	296.1	2.8
<i>Testa passeggero</i>	302.9	302.0	0.9
<i>Finestrino post. Sx</i>	304.9	301.1	4.8
<i>Finestrino ant. Sx</i>	305.0	301.1	4.9
<i>Portiera sx</i>	301.3	302.6	-1.3
<i>Finestrino post.dx</i>	306.9	301.0	5.9
<i>Finestrino ant. Dx</i>	307.0	301.1	6.9
<i>Portiera dx</i>	301.6	311.5	-9.9
<i>Tetto centro</i>	306.8	302.6	4.2
<i>Testa guidatore</i>	300.2	297.0	3.2
<i>Tetto post. Dx</i>	301.8	299.5	2.3
<i>Tetto post sx</i>	300.5	299.4	1.1
<i>Lunotto dx</i>	311.2	301.5	9.7
<i>Lunotto sx</i>	309.0	300.3	8.7
<i>Parabrezza sx</i>	309.4	302.4	7
<i>Parabrezza dx</i>	310.3	301.7	8.6

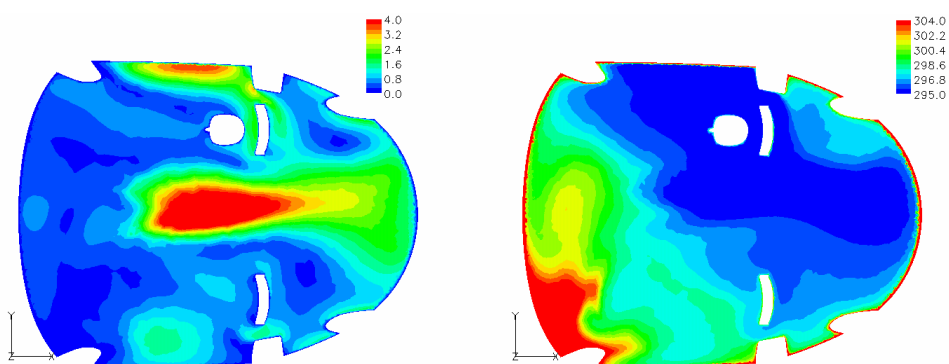


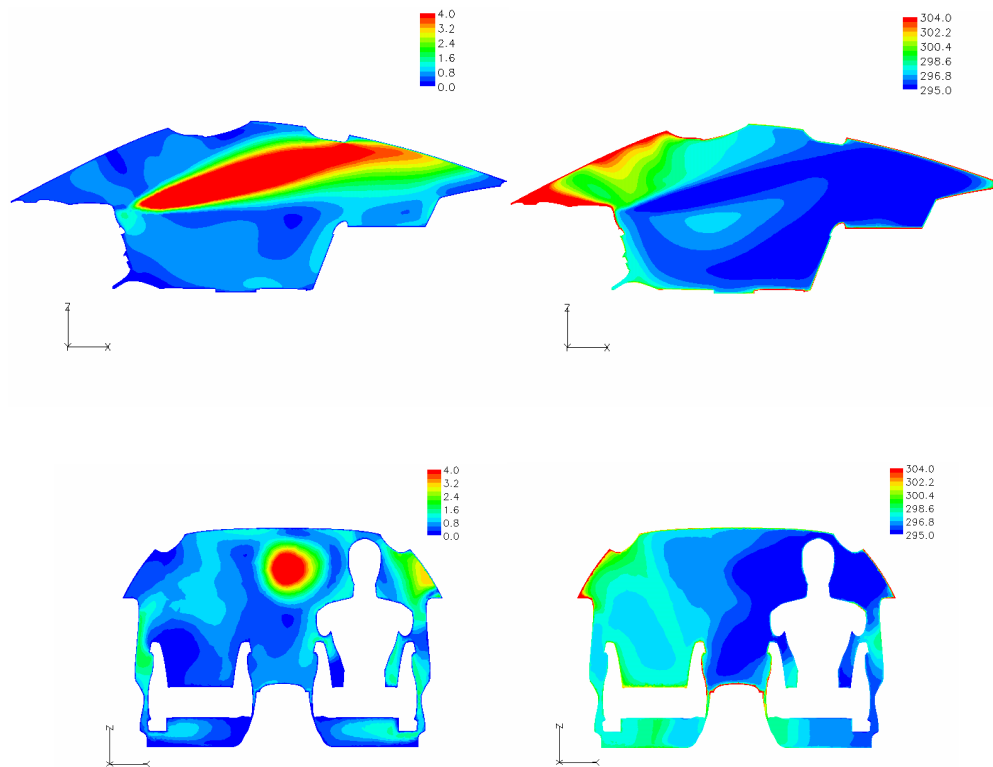
<i>Spalla dx passeggero</i>	<i>300.8</i>	<i>300.6</i>	<i>0.2</i>
<i>Spalla sx passeggero</i>	<i>301.3</i>	<i>300.3</i>	<i>1</i>
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	<i>307.7</i>	<i>310.8</i>	<i>-3.1</i>
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	<i>306.6</i>	<i>305.2</i>	<i>1.4</i>

*Tabella 8.3 prova 4: confronto CFD-sperimentale*

## **8.4 RISULTATI TEST 5**

La prova numero 5 simula il comportamento termico dell'abitacolo dell'auto che si muove in terza marcia alla velocità di 60 km/h, in una caldissima giornata (in un luogo, cioè, dove la temperatura esterna arriva a 45°C). Si sottolinea che la scala di colori è cambiata rispetto alle prime tre prove (che sono relative, come quella in questione, al raffreddamento) in quanto le temperature interne sono molto più alte (si passa da circa 293°K a circa 300°K). Dal punto di vista quantitativo (tabella 8.4) si può affermare che la prova numero 5 soffre degli stessi problemi di tutte le prove di raffreddamento ovvero di una più bassa compatibilità con i dati sperimentali, nella fattispecie la prova in esame ha fatto riscontrare una maggiore differenza dei dati sperimentali rispetto a quelli di simulazione. Si rimanda al prossimo capitolo eventuali osservazioni a riguardo.





*Fig 8.4 campo di velocità (sinistra) e campo di temperatura (destra) prova 5*

	<i>Risultati sperimentali (°K )</i>	<i>Risultati doppia banda (°K )</i>	<i>Differenze (°K )</i>
<i>Piede dx passeggero</i>	<i>311.4</i>	<i>297.2</i>	<i>14.2</i>
<i>Piede sx passeggero</i>	<i>312.6</i>	<i>297.8</i>	<i>14.8</i>
<i>Piede guidatore</i>	<i>306.7</i>	<i>297.8</i>	<i>8.9</i>
<i>Torace guidatore</i>	<i>305.2</i>	<i>301.8</i>	<i>3.8</i>
<i>Mezzeria sedili</i>	<i>302.4</i>	<i>295.8</i>	<i>6.6</i>
<i>Testa passeggero</i>	<i>307.7</i>	<i>298.2</i>	<i>9.5</i>
<i>Finestrino post. Sx</i>	<i>317.5</i>	<i>311.5</i>	<i>6</i>
<i>Finestrino ant. Sx</i>	<i>319.3</i>	<i>309.8</i>	<i>9.5</i>
<i>Portiera sx</i>	<i>307.3</i>	<i>301.8</i>	<i>5.5</i>
<i>Finestrino post.dx</i>	<i>319.3</i>	<i>307.6</i>	<i>11.7</i>
<i>Finestrino ant. Dx</i>	<i>320.6</i>	<i>305.6</i>	<i>15</i>
<i>Portiera dx</i>	<i>306.8</i>	<i>304.8</i>	<i>2</i>
<i>Tetto centro</i>	<i>313.0</i>	<i>301.1</i>	<i>11.9</i>
<i>Testa guidatore</i>	<i>306.0</i>	<i>297.0</i>	<i>9</i>
<i>Tetto post. Dx</i>	<i>306.3</i>	<i>295.9</i>	<i>10.4</i>
<i>Tetto post sx</i>	<i>306.3</i>	<i>299.1</i>	<i>7.2</i>
<i>Lunotto dx</i>	<i>322.7</i>	<i>310.4</i>	<i>12.3</i>
<i>Lunotto sx</i>	<i>320.4</i>	<i>308.9</i>	<i>11.5</i>
<i>Parabrezza sx</i>	<i>323.0</i>	<i>313.4</i>	<i>9.6</i>
<i>Parabrezza dx</i>	<i>323.6</i>	<i>311.7</i>	<i>11.9</i>
<i>Spalla dx passeggero</i>	<i>304.0</i>	<i>296.2</i>	<i>7.8</i>
<i>Spalla sx passeggero</i>	<i>304.7</i>	<i>296.1</i>	<i>8.6</i>
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	<i>312.6</i>	<i>306.7</i>	<i>5.9</i>

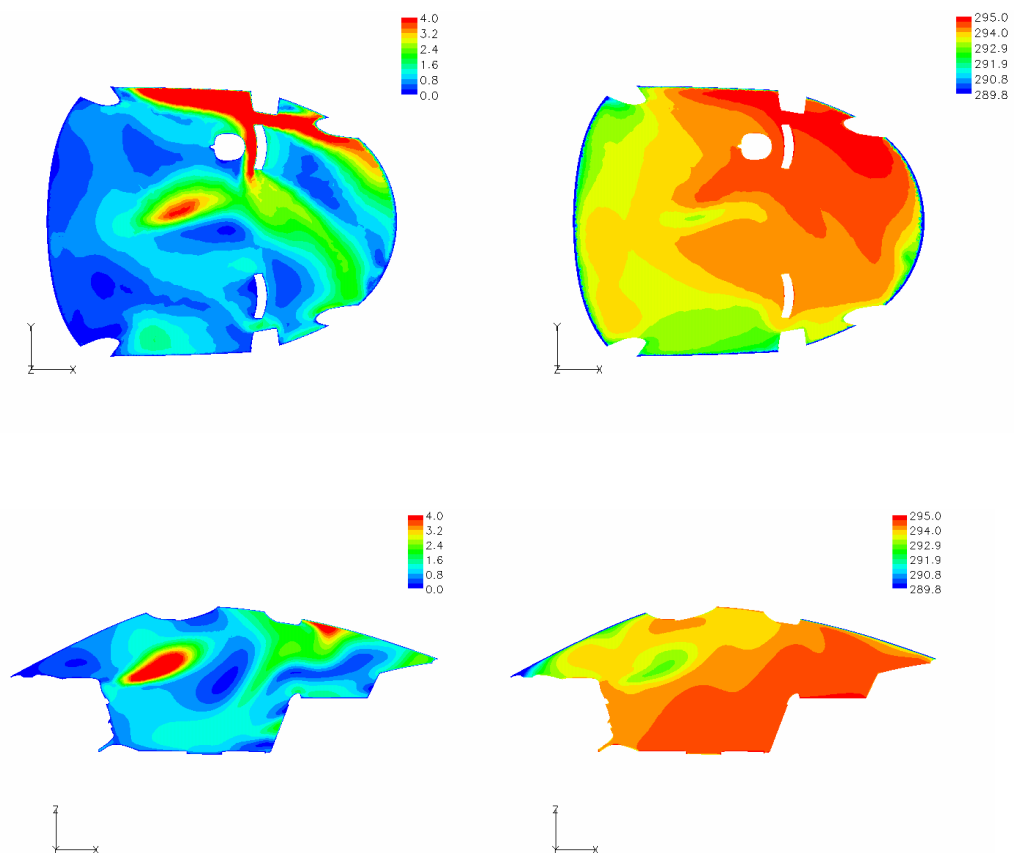


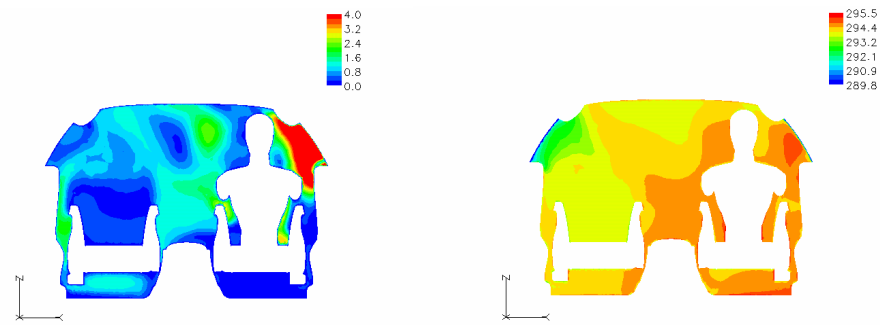
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	<i>310.9</i>	<i>302.6</i>	<i>8.3</i>
--------------------------------	--------------	--------------	------------

*Tabella 8.4 prova 5: confronto CFD-sperimentale*

## 8.5 RISULTATI TEST 6

La prova numero 6 simula il riscaldamento dell'abitacolo in una giornata invernale in cui la temperatura esterna è di 10°C. Per far ciò le bocchette immettono nell'abitacolo un flusso d'aria calda (temperatura di circa 295°K). L'auto non è sottoposta ad irraggiamento solare e viaggia alla velocità di 60 km/h in terza marcia. Tutto l'abitacolo è adiabatico tranne i finestrini sui quali è settata una condizione di convective heat transfer, dagli stessi, quindi, fuoriesce un flusso di calore costante dipendente dalla convezione esterna. Seguono le visualizzazioni del campo di temperatura e velocità della prova in discussione e si rimanda in appendice per una completa descrizione dei parametri di settaggio. Si può notare che in questo caso le velocità in gioco sono più alte della media delle altre prove.





*Fig 8.5 campo di velocità (sinistra) e campo di temperatura (destra) prova 6*

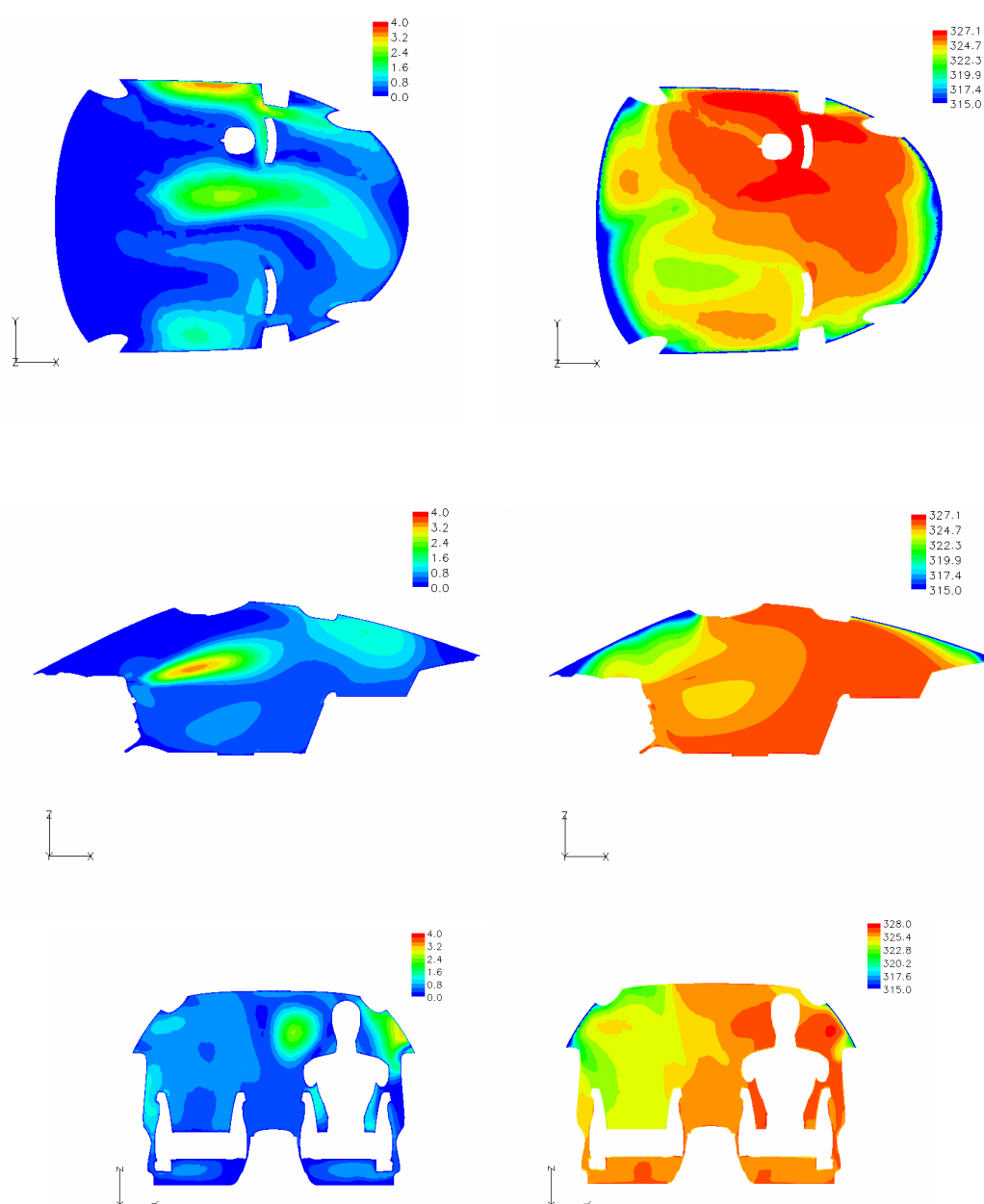
Passando al confronto quantitativo dei risultati di simulazione con quelli sperimentali ci si può accorgere che vi è una buona concordanza fra i due metodi in quanto i risultati CFD danno dei valori che sono sovrapposti (con errori di bassa entità sia positivi che negativi) a quelli sperimentali. Si lascia la discussione delle dovute conclusioni al prossimo capitolo.

	<b>Risultati sperimentali (°K )</b>	<b>Risultati doppia banda (°K ))</b>	<b>Differenze (°K )</b>
<i>Piede dx passeggero</i>	297.1	293.6	3.5
<i>Piede sx passeggero</i>	297	293.7	3.3
<i>Piede guidatore</i>	296.7	294.1	2.6
<i>Torace guidatore</i>	294.9	293.7	1.2
<i>Mezzeria sedili</i>	295.1	294.4	0.7
<i>Testa passeggero</i>	295	294.5	0.5
<i>Finestrino post. sx</i>	287.6	286.2	1.4
<i>Finestrino ant. sx</i>	286.8	287.3	-0.5
<i>Portiera sx</i>	293.5	294.2	-0.7
<i>Finestrino post.dx</i>	288.9	289.9	-1
<i>Finestrino ant. dx</i>	287.6	290.4	-2.8
<i>Portiera dx</i>	293.9	294.6	-0.7
<i>Tetto centro</i>	293.4	294.3	-0.9
<i>Testa guidatore</i>	295	294.1	0.9
<i>Tetto post. dx</i>	293.2	293.8	-0.6
<i>Tetto post sx</i>	292.8	293.5	-0.7
<i>Lunotto dx</i>	287.2	288.9	-1.7
<i>Lunotto sx</i>	286.6	287.7	-1.1
<i>Parabrezza sx</i>	285.2	286.7	-1.5
<i>Parabrezza dx</i>	286.2	286.3	-0.1
<i>Spalla dx passeggero</i>	294.8	294.3	0.5
<i>Spalla sx passeggero</i>	294.9	294.2	0.7
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	296.1	294.6	1.5
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	296.4	294.8	1.6

*Tabella 8.5 prova 6: confronto CFD-sperimentale*

## 8.6 RISULTATI TEST 7

La prova numero 7 come la prova numero 6 simula il riscaldamento dell'abitacolo in una giornata invernale, la temperatura dell'aria che esce dalle bocchette, però, è molto più alta (si aggira intorno ai 330 °K). Si nota che mentre la scala delle velocità è rimasta la stessa delle prove di raffreddamento, quella delle temperature è variata a causa delle temperature in gioco che sono molto più alte come è prevedibile. Si nota che le velocità in gioco sono leggermente inferiori rispetto alle prove di raffreddamento.



*Fig 8.6 campo di velocità (sinistra) e campo di temperatura (destra) prova 7*



Passando al confronto quantitativo delle temperature nei punti notevoli si nota una totale discordanza dei risultati (tabella 8.6). Essendo la prova in esame analoga a quella precedente sarebbe facile aspettarsi una maggiore compatibilità con i dati sperimentali. Ciò non avviene a causa, per esempio, di dati sperimentali affetti da errori. Si rimanda al prossimo capitolo tale discussione.

	<i>Risultati sperimentali (°K )</i>	<i>Risultati doppia banda (°K )</i>	<i>Differenze (°K )</i>
<i>Piede dx passeggero</i>	324.6	308.4	16.6
<i>Piede sx passeggero</i>	325.0	308.6	16.4
<i>Piede guidatore</i>	325.2	314.4	10.8
<i>Torace guidatore</i>	323.8	317.7	6.1
<i>Mezzeria sedili</i>	325.7	319.8	5.9
<i>Testa passeggero</i>	325.7	315.1	10.6
<i>Finestrino post. Sx</i>	296.6	295.3	1.3
<i>Finestrino ant. Sx</i>	299.7	290.8	8.9
<i>Portiera sx</i>	324.5	312.2	12.3
<i>Finestrino post.dx</i>	299.9	295.8	4.1
<i>Finestrino ant. Dx</i>	303.9	292.1	11.8
<i>Portiera dx</i>	326.3	307.3	19
<i>Tetto centro</i>	326.3	311.5	14.8
<i>Testa guidatore</i>	322.8	318.7	4.1
<i>Tetto post. Dx</i>	324.0	314.0	10
<i>Tetto post sx</i>	322.3	313.3	9
<i>Lunotto dx</i>	297.0	294.5	2.5
<i>Lunotto sx</i>	296.0	294.7	1.3
<i>Parabrezza sx</i>	294.7	288.8	5.9
<i>Parabrezza dx</i>	295.2	289.7	5.5
<i>Spalla dx passeggero</i>	326.1	317.5	8.6
<i>Spalla sx passeggero</i>	325.9	316.5	9.4
<i>Ginocchio dx passeggero</i>	326.0	310.9	15.1
<i>Ginocchio sx passeggero</i>	326.3	310.9	15.4

*Tabella 8.6 prova 7: confronto CFD-sperimentale*







## ***9 Considerazioni finali e sviluppi futuri***

### ***9.1 CONSIDERAZIONI FINALI***

La campagna delle 7 prove in esame nel presente lavoro ha messo in evidenza quelli che sono i problemi di cui soffrono i lavori che trattano la caratterizzazione del flusso caldo all'interno di volumi di calcolo simili ad un abitacolo di autovettura. La schematizzazione dell'effetto serra ha apportato al calcolo CFD miglioramenti che si possono osservare sia in presenza di un modello di irraggiamento solare (prove di raffreddamento) che in assenza (dove le caratteristiche non grigie della luce sono ugualmente presenti).

Per una maggiore comprensione dell'esito dell'analisi CFD e capire il rapporto fra le diverse problematiche che in modo sinergico hanno contribuito ai risultati esaminati nel capitolo 8, è utile considerare in modo separato le prove di raffreddamento (da 1 a 5 dove vi è una temperatura esterna alta ed una impostata interna bassa) da quelle di riscaldamento (6 e 7 dove avviene l'esatto opposto). I risultati hanno dimostrato, infatti, che in media le prove di raffreddamento sono quelle meno affini ai risultati sperimentali, la loro incompatibilità è tanto maggiore quanto più la differenza di temperatura tra esterno ed interno è maggiore. Ciò spiega il fenomeno che si può riscontrare dalle tabelle da 8.1 a 8.4 e cioè una differenza tra i valori sperimentali e quelli CFD che è minore nella prova numero 4 rispetto alla prova numero 5.

Nelle prove di riscaldamento, invece, è stata osservata una maggiore compatibilità con i risultati sperimentali, si parla della prova numero 6 dove tali differenze si aggirano intorno al valore nullo. Ciò non avviene affatto nella prova numero 7 dove si possono osservare differenze molto grandi con i dati sperimentali. E' necessario, però, sottolineare che, nel caso dell'ultima prova, la campionatura dei segnali delle temperature in galleria termica è la peggiore di tutte, osservando i grafici di appendice G si evince che praticamente nessuna



termocoppia è arrivata a regime. A titolo di esempio si riportano gli andamenti in funzione del tempo di 2 termocoppie:

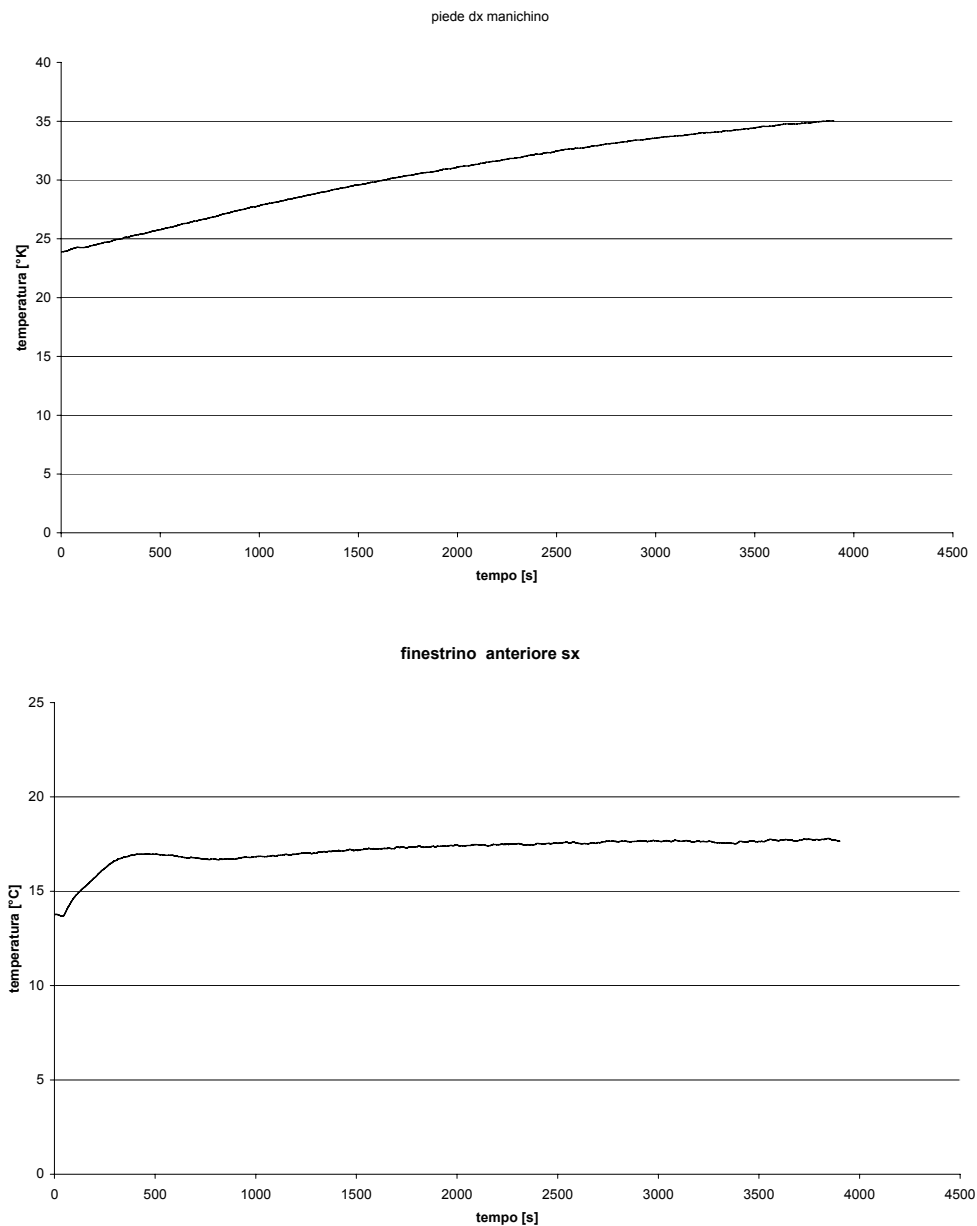


Fig 9.1 esempio di campionatura segnali di temperatura test 7

La figura 9.1 mostra gli andamenti della campionatura del segnale di temperatura delle 2 termocoppie rispettivamente aventi migliore e peggiore comportamento: la prima (piede dritto manichino) mostra un andamento ancora crescente con gradiente abbastanza forte, la seconda, invece, dimostra un andamento a gradiente quasi nullo (è un caso unico nella prova 7). La tabella 8.6 dimostra che nel primo caso vi è una differenza di  $16.6^{\circ}\text{C}$  con i dati sperimentali, nel secondo di  $8.9^{\circ}\text{C}$  cioè di circa la metà. Un errore di  $8.9^{\circ}\text{C}$  è ancora abbastanza alto ma è



giustificato dal fatto che è la misura della temperatura nei pressi di finestrino dove la vicinanza delle condizioni al contorno si fa sentire, le sonde posizionate internamente al volume che hanno mostrato un comportamento simile alla termocoppia del finestrino anteriore sx, infatti, hanno differenze di temperatura col caso sperimentale ancora inferiore. Ad esempio si riporta l'andamento della sonda "testa guidatore" che differisce dal valore sperimentale di 4.1°C:

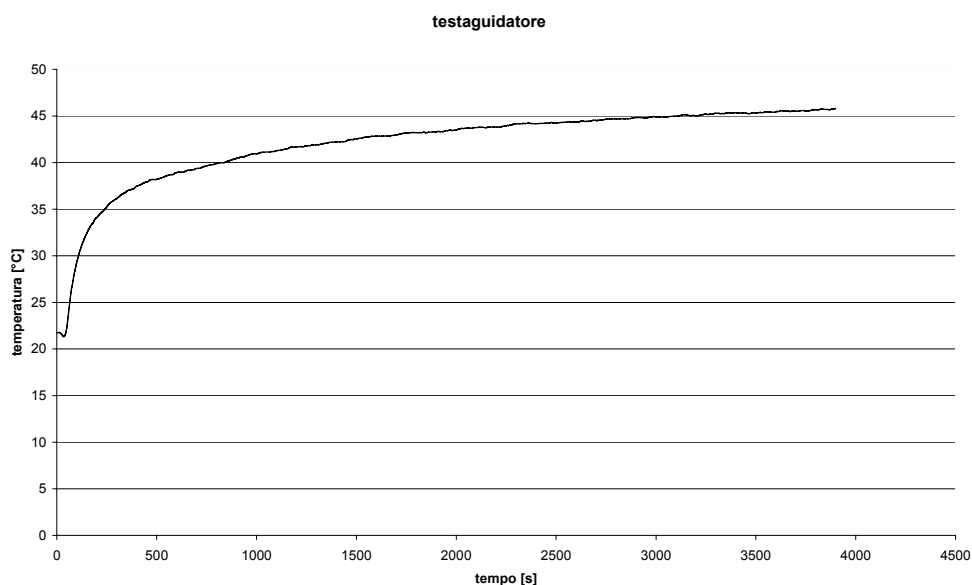


Fig 9.2 campionatura termocoppia "testa guidatore" test 7

Per le citate motivazioni la prova numero 7 è da scartare nelle considerazioni finali.

Si rende noto che il problema delle "termocoppie non a regime" affligge in modo sistematico solamente la prova numero 7, in tutte le altre prove, dove pure si può riscontrare non è affatto la regola anzi è abbastanza raro. Contrariamente a quanto detto nel capitolo 6 il problema delle sonde è da eliminare dalla lista delle cause più influenti della discordanza "sperimentale-CFD".

Ciò che rimane da indagare è la motivazione per la quale le prove di raffreddamento hanno un comportamento peggiore rispetto a quella di riscaldamento. Procedendo per logica, l'individuazione della possibile causa è da ricercare nelle differenze fra le procedure di settaggio delle une e delle altre. In entrambe è presente un modello di radiazione a doppia banda che, indubbiamente, apporta miglioramenti nel primo e nel secondo caso. Nel caso del raffreddamento, però, è presente un modello di irraggiamento solare che implica la definizione di alcuni parametri come la potenza irradiata e le caratteristiche di composizione della luce che potrebbero far deviare l'analisi CFD da quella sperimentale.

A questo punto ritorna di attuale importanza il problema delle "indeterminazioni sperimentali", le uniche che riuscirebbero a spiegare il fenomeno in questione. Il modello di



irraggiamento solare è stato settato considerando le caratteristiche fisiche della luce solare come luce bianca e visibile al 90%. Nelle prove in galleria, invece, si è simulato il sole grazie all'ausilio di lampade le cui caratteristiche sono ignote e non vi è garanzia di compatibilità tra la luce delle lampade e quella del sole.

Diversamente, tutte le prove risultano affette da problemi di sensibilità alle condizioni al contorno nei pressi del vetro dei finestrini. Come da manuale Fluent, in quelle zone la situazione termica risulta un po' alterata, ciò è dovuto al fatto che i finestrini non sono stati modellati come volumi solidi.

Le considerazioni fatte allargano il campo ad eventuali sviluppi futuri.

## ***9.2 SVILUPPI FUTURI***

Tanti possono essere i campi di applicazione a questo lavoro. Sarebbe utile, però, perfezionare la procedura CFD rispettando meglio la realtà fisica del problema. A tale scopo si individuano i seguenti punti da rispettare:

- Acquisire maggiori informazioni sulle caratteristiche fisiche dei vetri quali: coefficiente di assorbimento e indice di rifrazione alla luce solare e a quella infrarossa
- Acquisire maggiori informazioni sulle caratteristiche delle lampade che simulano la luce solare (tutte le lunghezze d'onda e relativa potenza irradiata)
- Disegnare i vetri dei finestrini attribuendo loro un volume solido opportunamente mesciato al quale vengono applicate le caratteristiche del vetro sopra citate.
- Applicare il vettore di accelerazione di gravità per indagarne gli effetti nel campo di temperatura
- Migliorare (se necessario) la suddivisione della luce considerata aumentandone il numero delle bande oppure la larghezza di ognuna di esse.



- Ripetere la campagna sperimentale migliorando la campionatura dei segnali delle termocoppie cercando di isolarle da eventuale rumore di sottofondo e se necessario aumentare il tempo di campionatura per essere certi del raggiungimento delle condizioni di regime.

Rispettando i punti succitati si avrebbe un risultato senza dubbio migliorato in quanto il modello rispetterebbe maggiormente le condizioni al contorno fisiche e si avrebbero valori sperimentali più puliti per un confronto più attendibile.

A questo punto sarebbe curioso studiare il sistema abitacolo in modo più concreto, andando ad inserire all'interno un corpo umano invece che un manichino con tutto ciò che comporta. In questo caso sulle superfici dell'uomo si cambierebbero le condizioni al contorno termiche (temperatura imposta uguale a quella corporea di  $36^{\circ}\text{C}$  oppure flusso di calore imposto diverso da 0 e pari a quello prodotto dal corpo umano), sarebbe, altresì, curioso sapere quanto è sensibile il campo termico all'ulteriore effetto serra apportato dall'atmosfera interna dell'abitacolo che sarebbe in tal caso molto più ricca di gas serra dovuti alla respirazione umana (vapore d'acqua e anidride carbonica).

Un ulteriore sviluppo futuro sarebbe studiare il sistema abitacolo nella sua totalità cioè sarebbe curioso andare a posizionare l'autoveicolo intero nel flusso d'aria dovuto al suo moto e contemporaneamente studiarne l'interazione col campo interno. Questa applicazione necessita sicuramente di potenze di calcolo molto superiori ma rispecchierebbe nel miglior modo possibile la realtà.





**Titolo:** Sensibilità\_test\_1.1

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con due milioni e trecentomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=10 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	2322956	264167
<b>Skewness massima</b>	0.868919	0.7931766
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3640885	0.05066171

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE			
<b>Fluido</b>	<i>Aria</i>		
	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]



	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.00029	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.1	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5	[-]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.1	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.25	[-]





CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0146
		Temperatura	[K]	282.089
		Vx	[m/s]	4.7950
		Vy	[m/s]	0.3393
		Vz	[m/s]	1.032
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0385
		Temperatura	[K]	286.9183
		Vx	[m/s]	12.745
		Vy	[m/s]	0.9020
		Vz	[m/s]	2.745
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02852
		Temperatura	[K]	283.7329
		Vx	[m/s]	9.3892
		Vy	[m/s]	0.6644
		Vz	[m/s]	2.022
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02955
		Temperatura	[K]	282.003
		Vx	[m/s]	9.701
		Vy	[m/s]	0.6865
		Vz	[m/s]	2.089

Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303
Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	303
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m3]	0



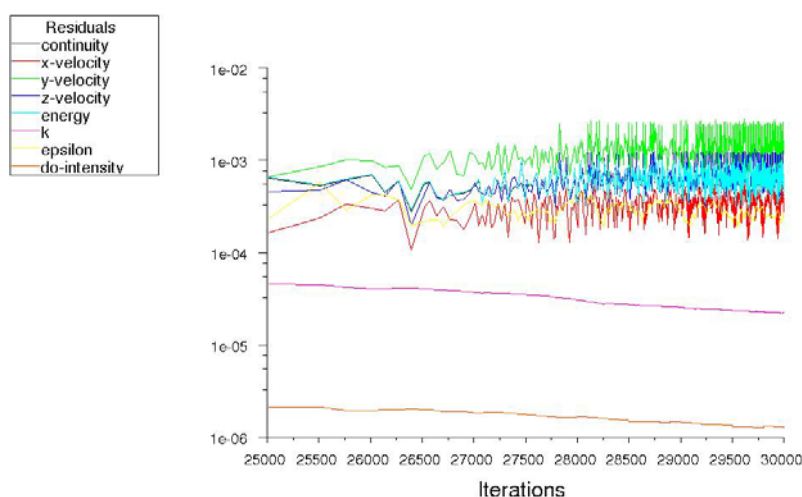
MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Roma	<b>Latitudine:</b> 41.9108	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 15 agosto		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----

## Risultati

### Andamento dei residui



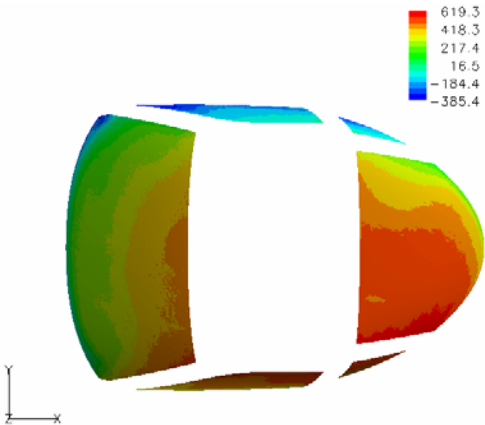
Scaled Residuals

May 21, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

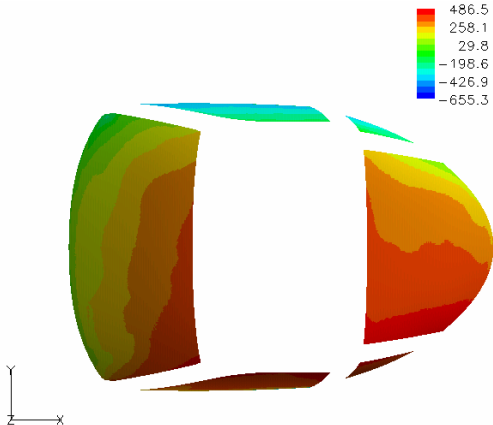


Visualizzazioni.

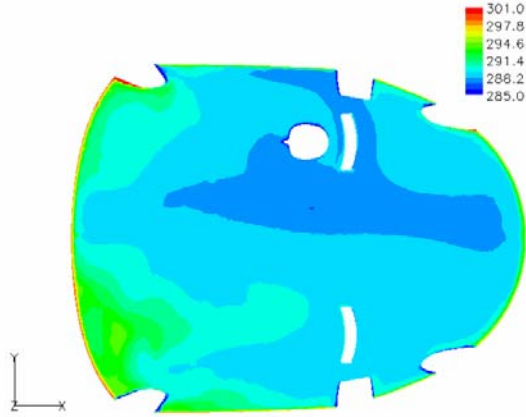
Flusso di calore totale



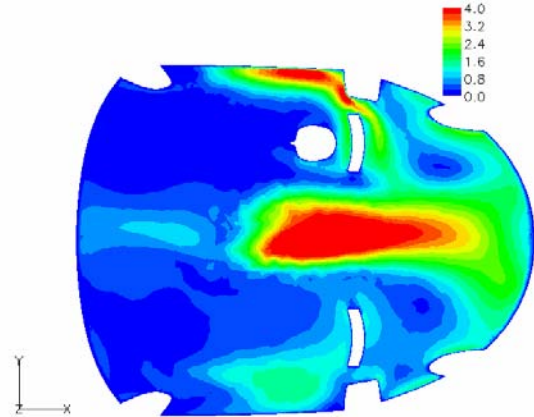
Flusso di calore radiante

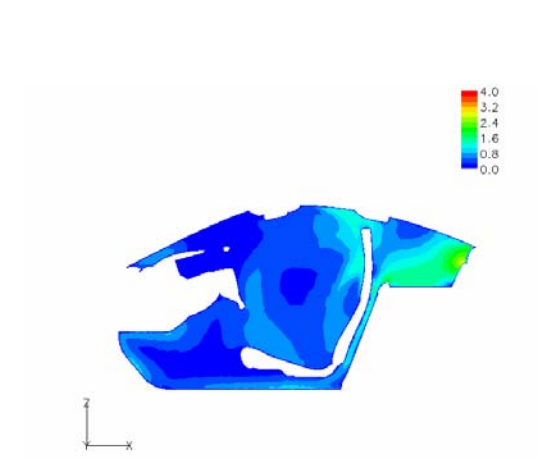
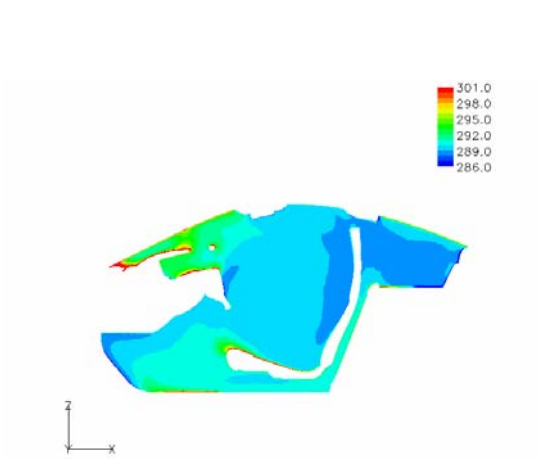
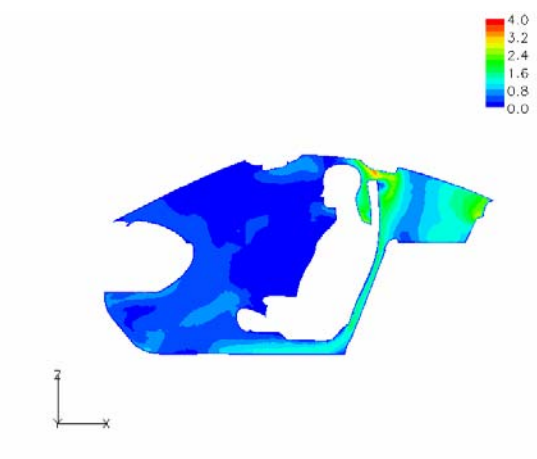
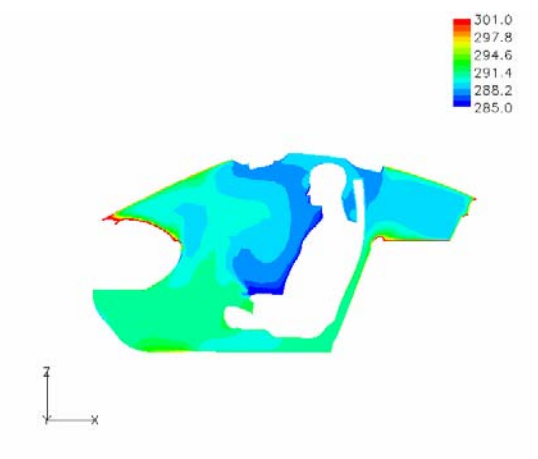
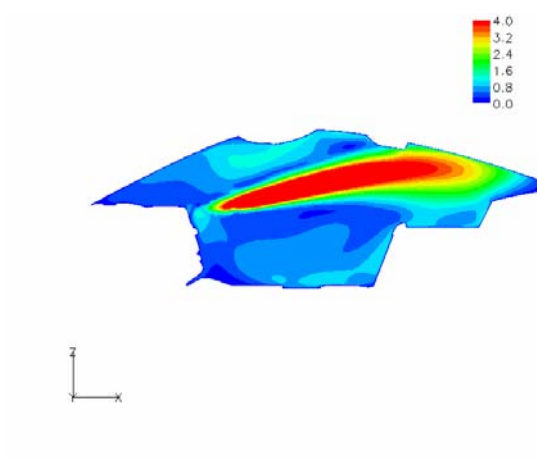
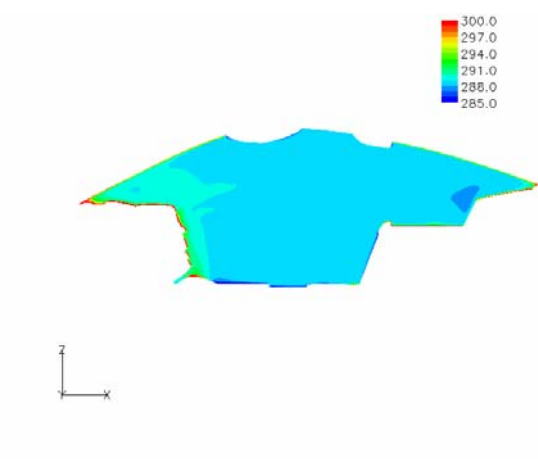


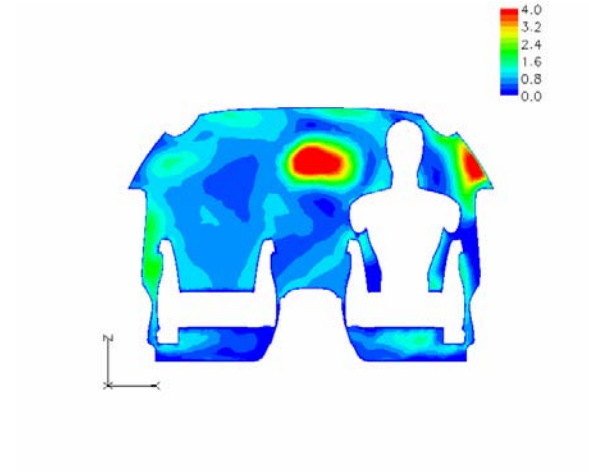
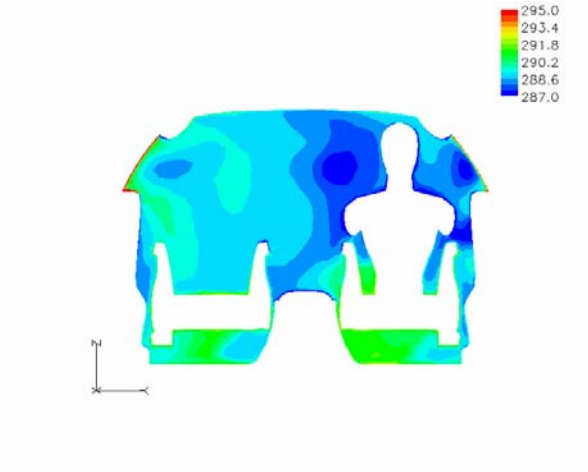
Campo di temperatura statica



Campo di velocità









**Titolo:** Sensibilità\_test\_1.2

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centocinquantamila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di seicentodiciottomila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=8 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE			
<b>Fluido</b>	<i>Aria</i>		
	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]



	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.00029	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.1	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5	[-]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.1	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.25	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0146
		Temperatura	[K]	282.089
		Vx	[m/s]	4.7950
		Vy	[m/s]	0.3393
		Vz	[m/s]	1.032
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0385
		Temperatura	[K]	286.9183
		Vx	[m/s]	12.745
		Vy	[m/s]	0.9020
		Vz	[m/s]	2.745
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02852
		Temperatura	[K]	283.7329
		Vx	[m/s]	9.3892
		Vy	[m/s]	0.6644
		Vz	[m/s]	2.022
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02955
		Temperatura	[K]	282.003
		Vx	[m/s]	9.701
		Vy	[m/s]	0.6865
		Vz	[m/s]	2.089

Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303
Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	303
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m3]	0





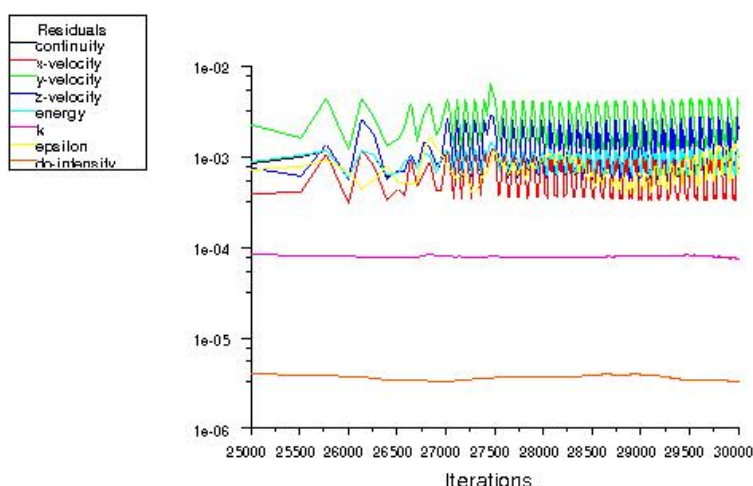
MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Roma	<b>Latitudine:</b> 41.9108	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 15 agosto		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----

## Risultati

### Andamento dei residui



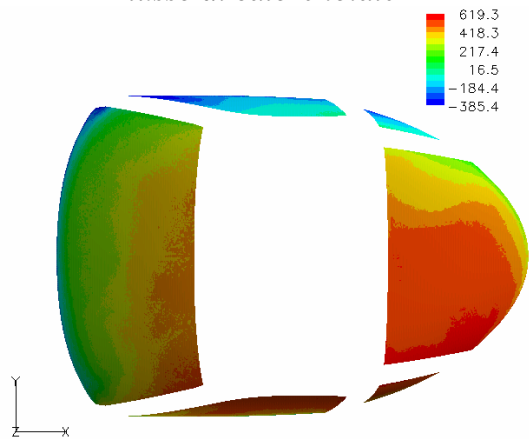
Scaled Residuals

May 18, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

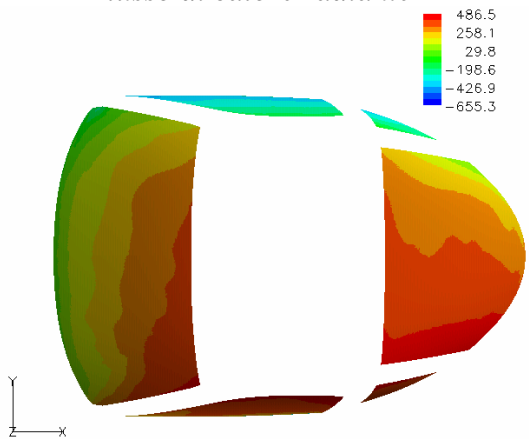


Visualizzazioni.

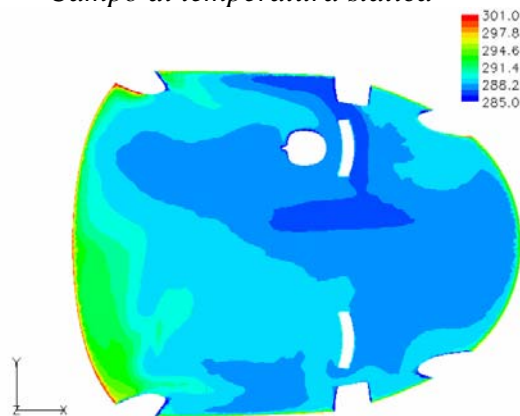
Flusso di calore totale



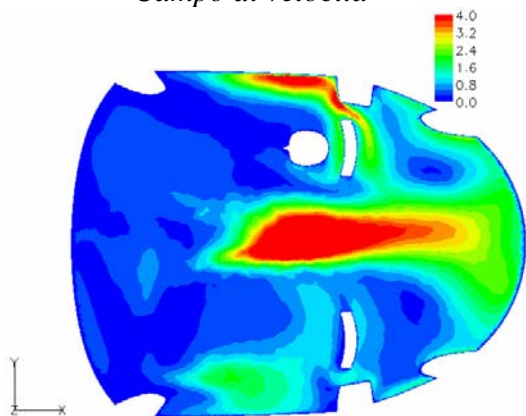
Flusso di calore radiante

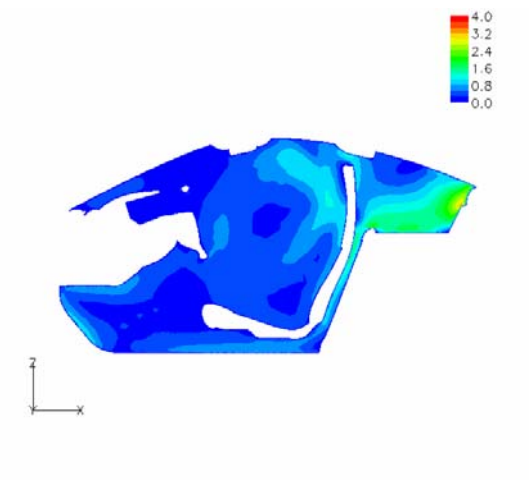
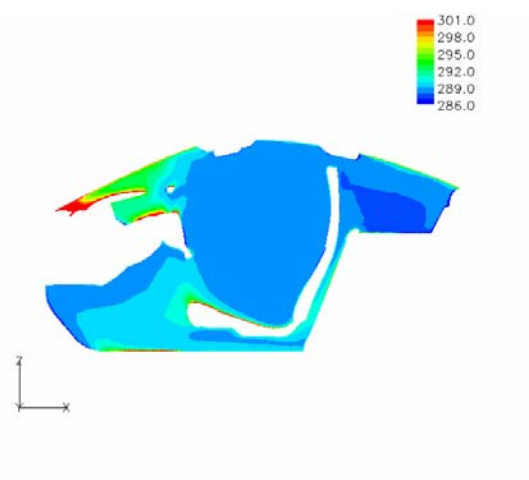
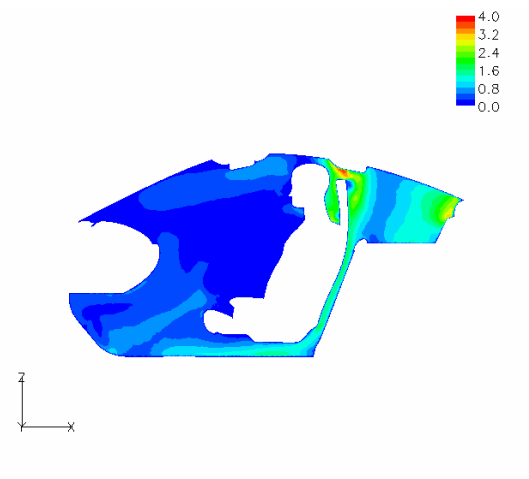
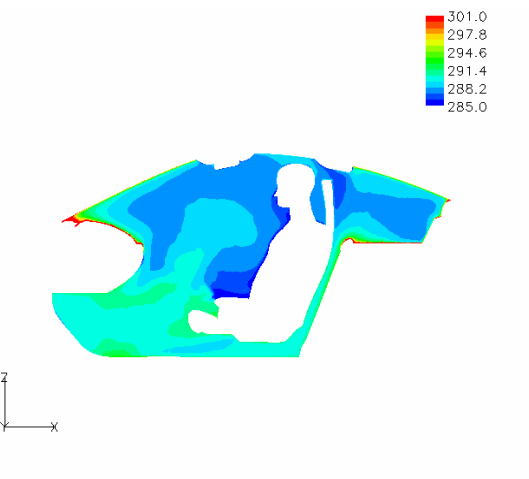
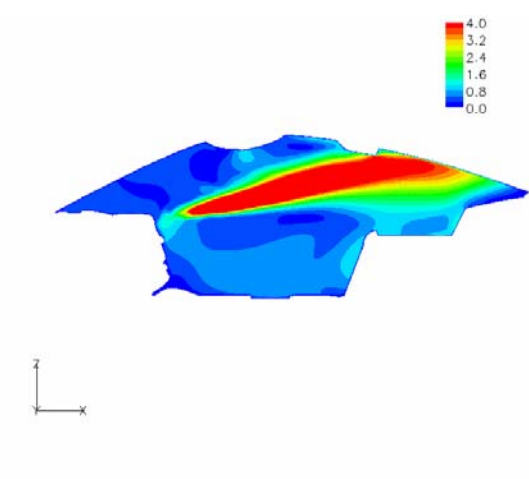
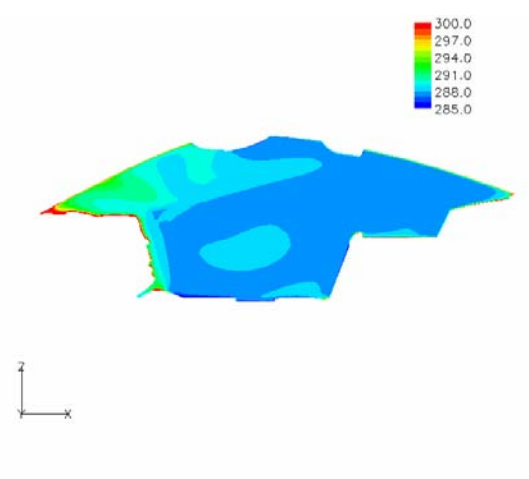


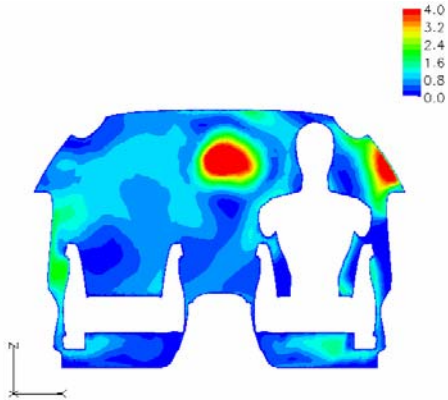
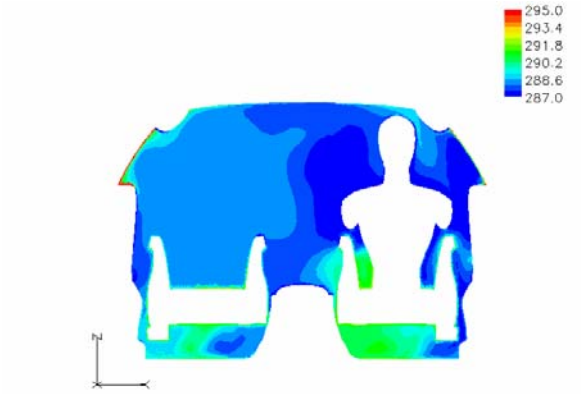
Campo di temperatura statica



Campo di velocità









**Titolo:** Sensibilità\_test\_1.3

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata a Roma, il 15 agosto alle ore 12:00.		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con cinque milioni e quattrocentocentomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di seicentodiciottomila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=7 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	5435729	885143
<b>Skewness massima</b>	0.9003642	0.7697733
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3471671	0.1351981

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input type="checkbox"/> SECOND ORDER <input checked="" type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE			
<b>Fluido</b>	<i>Aria</i>		
	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]



	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.00029	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.1	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5	[-]
	<i>Pelle</i>		
	Densità	800	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.14	[W/mK]
	Calore specifico	40	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.1	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.25	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0146
		Temperatura	[K]	282.089
		Vx	[m/s]	4.7950
		Vy	[m/s]	0.3393
		Vz	[m/s]	1.032
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0385
		Temperatura	[K]	286.9183
		Vx	[m/s]	12.745
		Vy	[m/s]	0.9020
		Vz	[m/s]	2.745
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02852
		Temperatura	[K]	283.7329
		Vx	[m/s]	9.3892
		Vy	[m/s]	0.6644
		Vz	[m/s]	2.022
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02955
		Temperatura	[K]	282.003
		Vx	[m/s]	9.701
		Vy	[m/s]	0.6865
		Vz	[m/s]	2.089

Uscita del flusso dal dominio: uscita	Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303
Fluido	Fluid	-	
Finestrini	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	303
Sedili	Wall	CONVEZIONE <input checked="" type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
		Coefficiente di convezione [W/m2K]	20
		Free stream temperature [K]	293
Abitacolo	Wall	CONVEZIONE <input type="checkbox"/> IRRAGGIAMENTO <input type="checkbox"/>	
Generale:			
Turbulence specification method		-	Intensity and viscosity ratio
Turbulence intensity		[%]	0.1
Turbulent viscosity ratio		-	10
External black body temperature		-	Boundary temperature
Internal emissivity		[-]	1
Backflow direction specification method		-	Normal to boundary
Wall thickness		[mm]	0
Heat generation rate		[W/m3]	0



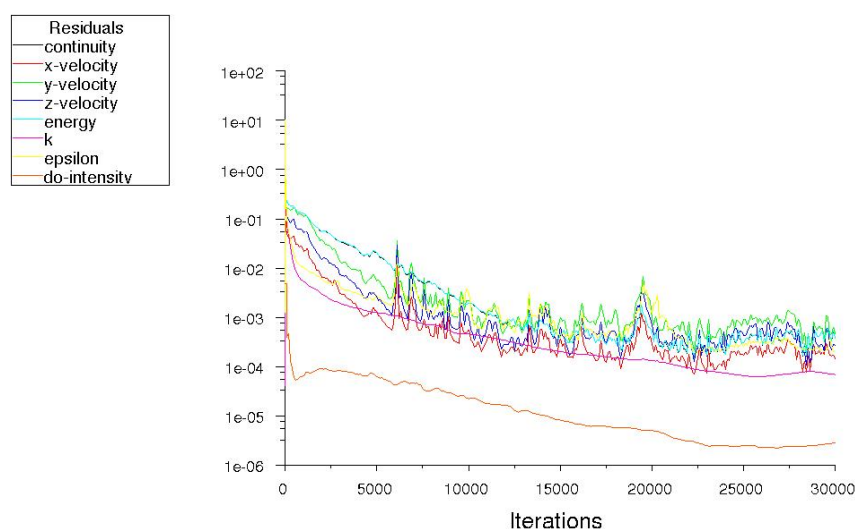
MODELLO DI IRRAGGIAMENTO				
ROSSELAND <input type="checkbox"/>		P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
Descrizione modello: il “DO model” risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l’intensità dell’energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l’abitacolo è disposto parallelamente all’equatore.				
Parametro di iterazione:		Flow iteration per radiation iteration: 100		
SOLAR LOAD MODEL				
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>		
Luogo: Roma	Latitudine: 41.9108		Longitudine: 12.4816	Timezone: +1
Data: 15 agosto			Ora: 12:00	
Potenza solare irradiata: 900 W/m <sup>2</sup>			Potenza solare diffusa: 0	

VALORI DI RIFERIMENTO		
<b>Area</b>	1	[m <sup>2</sup> ]
<b>Densità</b>	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Lunghezza</b>	1000	[mm]
<b>Temperatura</b>	288.16	[K]
<b>Velocità</b>	1	[m/s]
<b>Viscosità</b>	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
<b>Rapporto calori specifici</b>	1.4	[-]

<b>Scala modello</b>	1:1
----------------------	-----

## Risultati

### Andamento dei residui



Scaled Residuals

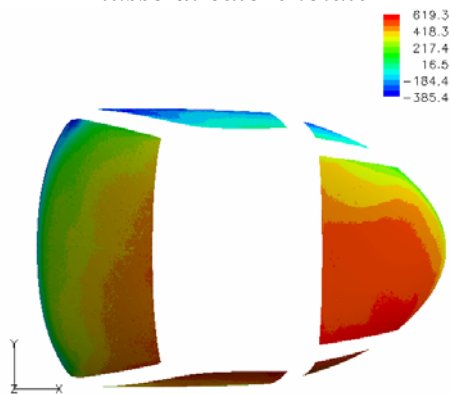
May 21, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



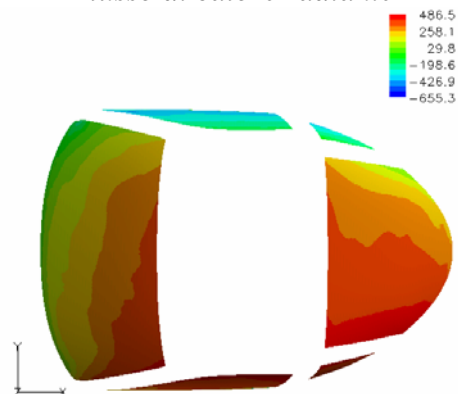


Visualizzazioni.

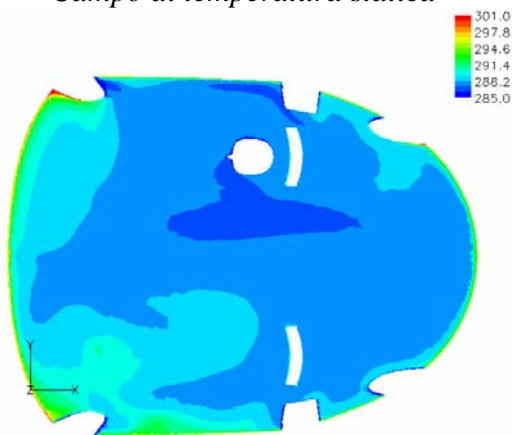
*Flusso di calore totale*



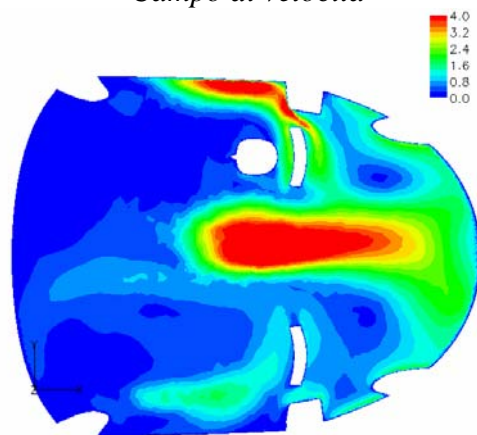
*Flusso di calore radiante*

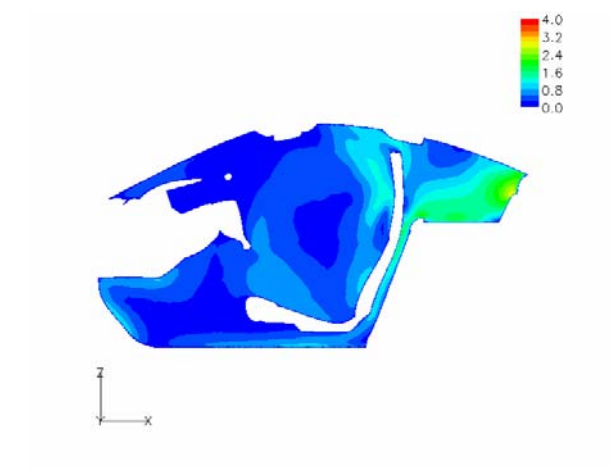
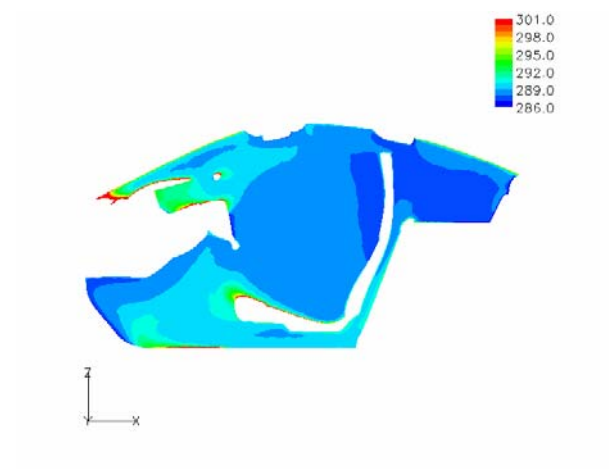
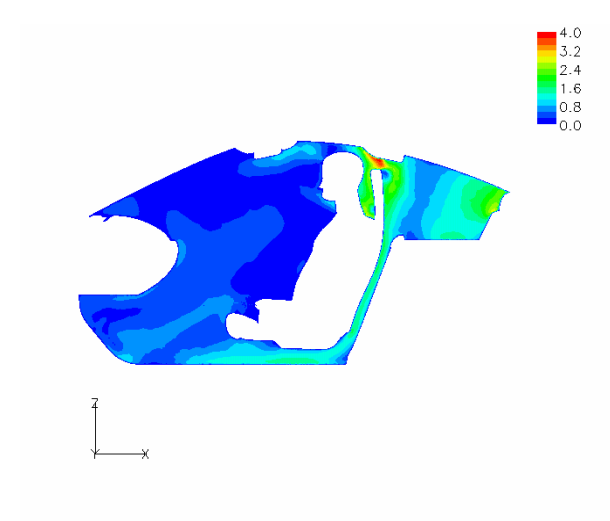
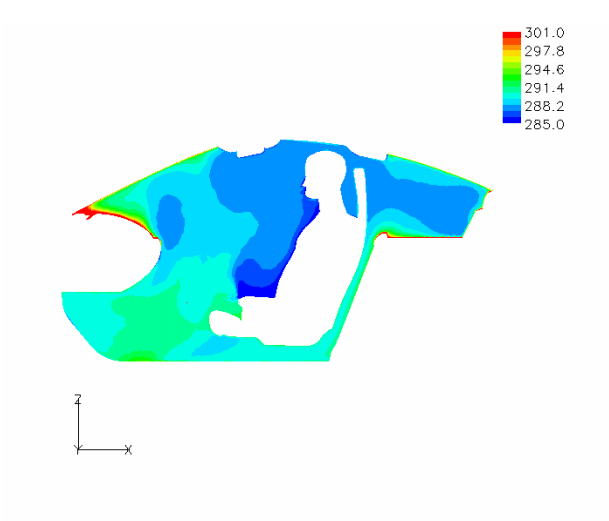
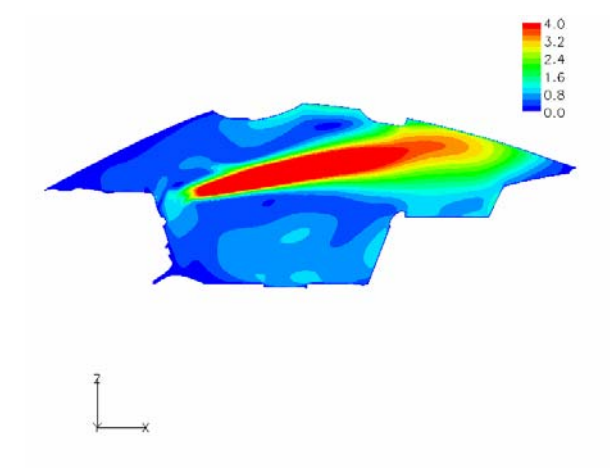
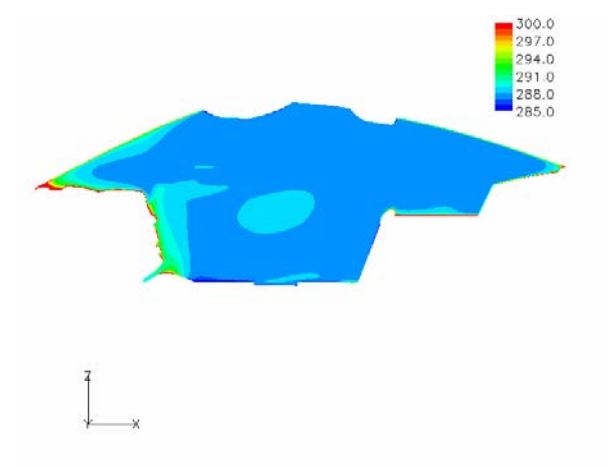


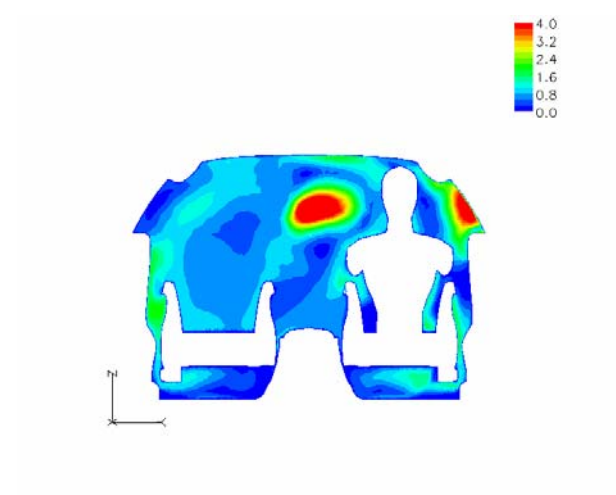
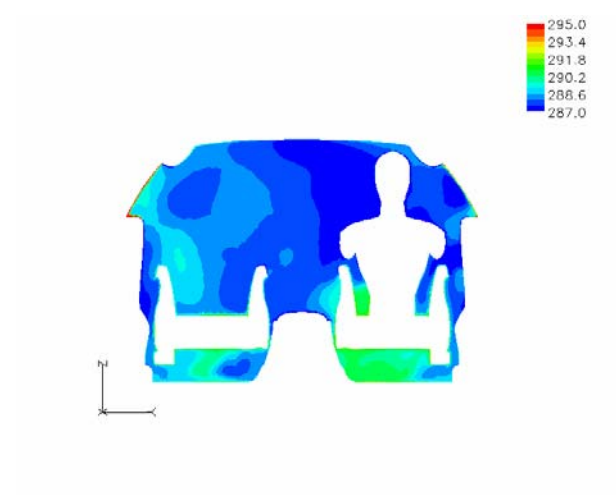
*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*









**Titolo:** test 1 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=10 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
	STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>	
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
<b>Fluido</b>	Aria



	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0146
		Temperatura	[K]	282.089
		Vx	[m/s]	4.7950
		Vy	[m/s]	0.3393
		Vz	[m/s]	1.032
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0385
		Temperatura	[K]	286.9183
		Vx	[m/s]	12.745
		Vy	[m/s]	0.9020
		Vz	[m/s]	2.745
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02852
		Temperatura	[K]	283.7329
		Vx	[m/s]	9.3892
		Vy	[m/s]	0.6644
		Vz	[m/s]	2.022
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02955
		Temperatura	[K]	282.003
		Vx	[m/s]	9.701
		Vy	[m/s]	0.6865
		Vz	[m/s]	2.089

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		35
			Free stream temperature [K]		303
			IRRADIATION		
			Use beam irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Use total irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Tetha (deg): 0.53		Phi (deg): 0.53
			visibile	900 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =0
			infrarosso	0 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =1
			Apply irradiation parallel to the beam <input checked="" type="checkbox"/>		
		ε visibile	ε infrarosso		
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	



Internal emissivity	[-]	1
Backflow direction specification method	-	Normal to boundary
Wall thickness	[mm]	0
Heat generation rate	[W/m3]	0

MODELLO DI IRRAGGIAMENTO			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
GRAY BAND			
Infrarosso		Visibile	
0.76 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 100 $\mu\text{m}$		0.4 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 0.76 $\mu\text{m}$	
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
SOLAR LOAD MODEL			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Equatore	<b>Latitudine:</b> 0	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 21 settembre		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

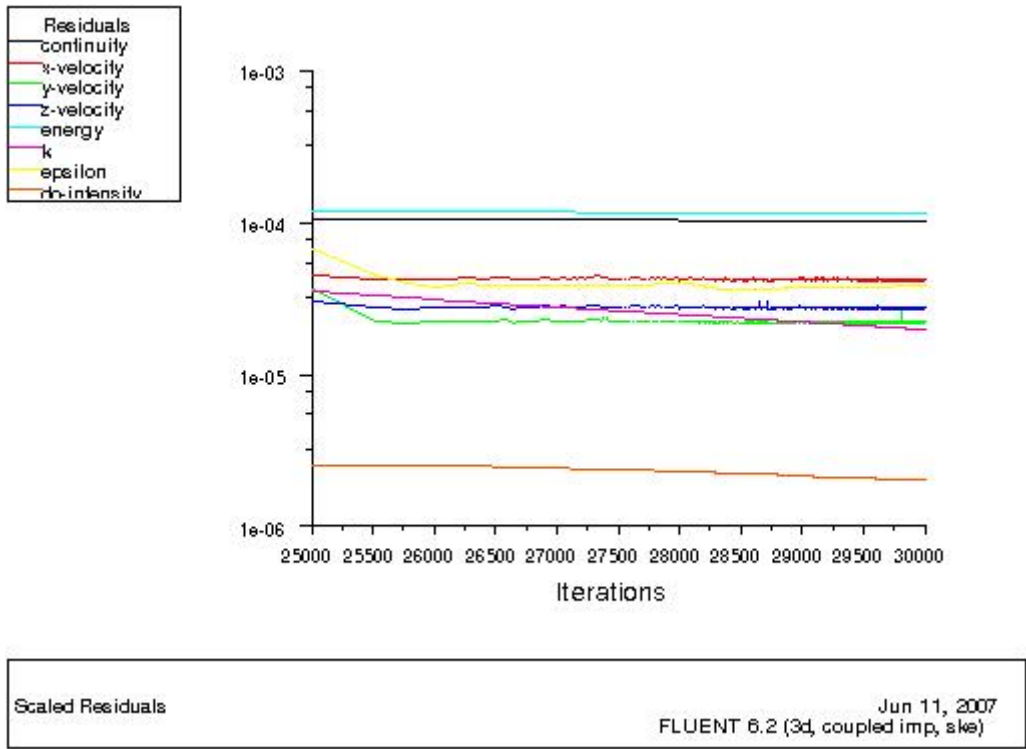
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----

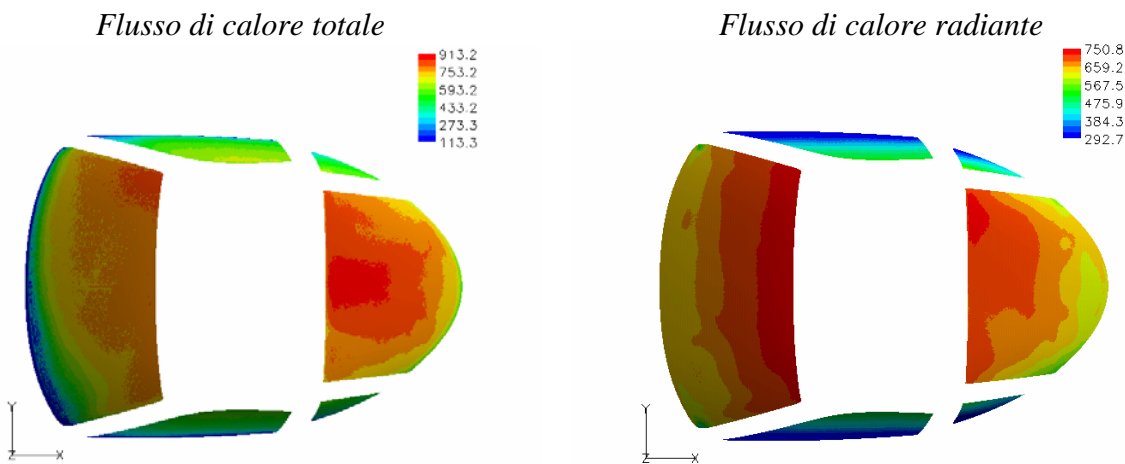


Risultati

Andamento dei residui



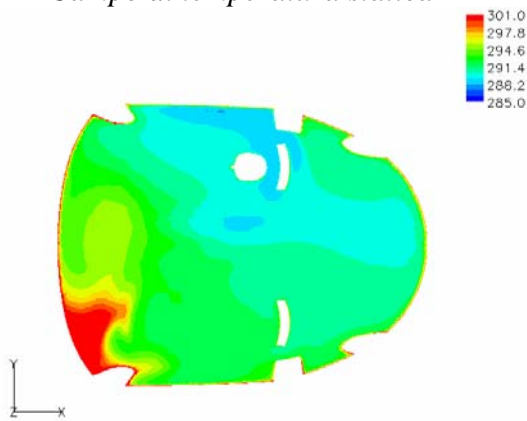
Visualizzazioni.



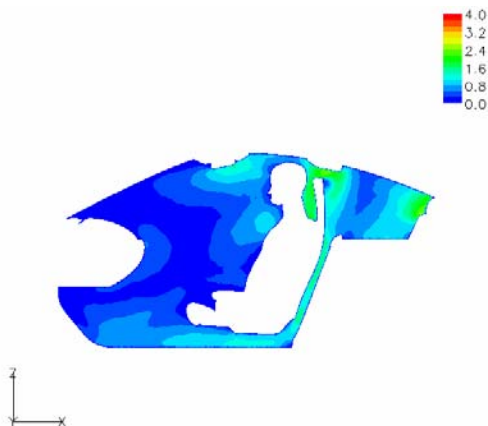
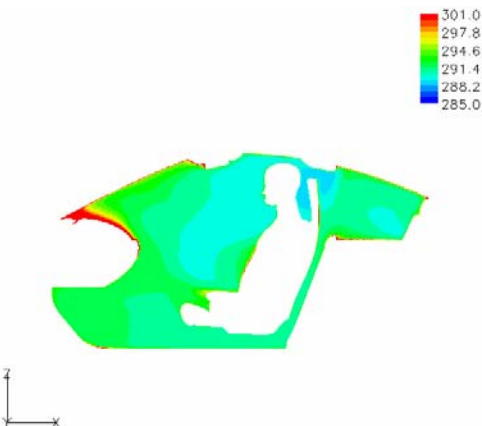
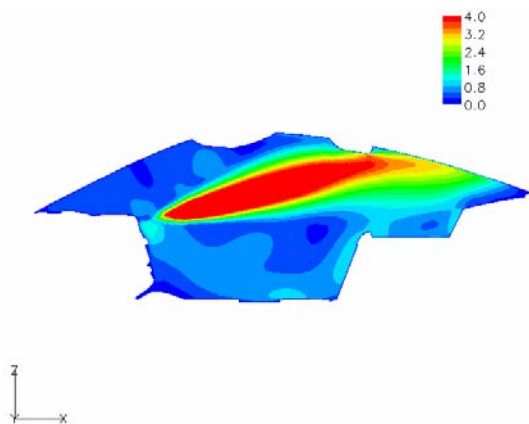
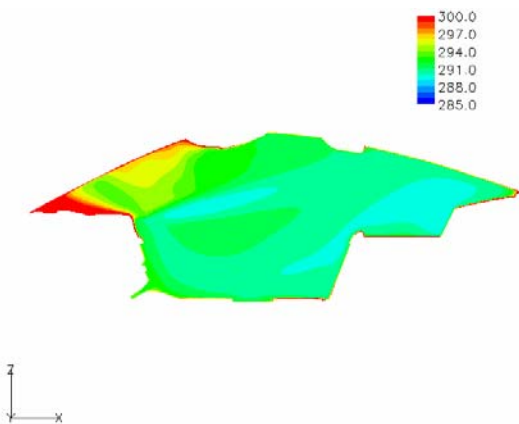
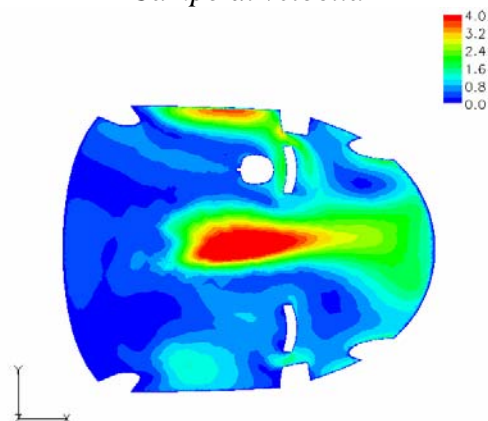


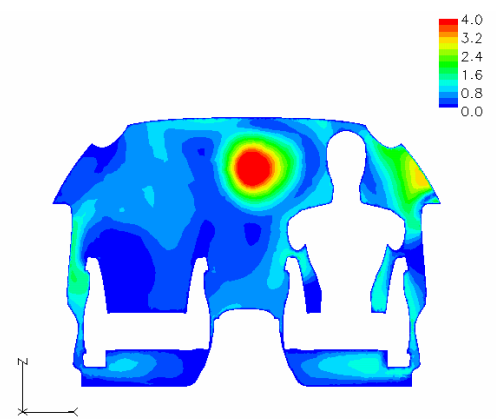
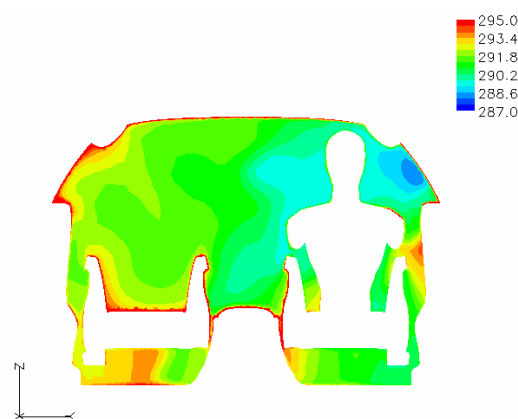
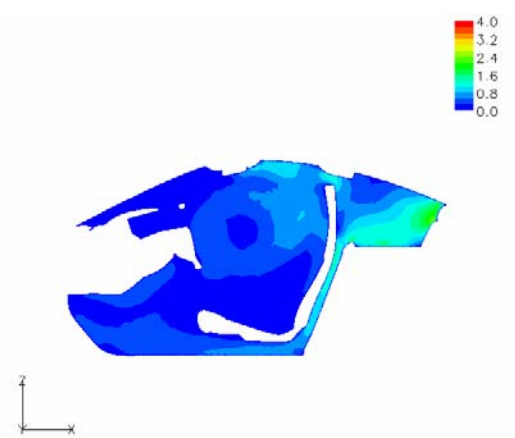
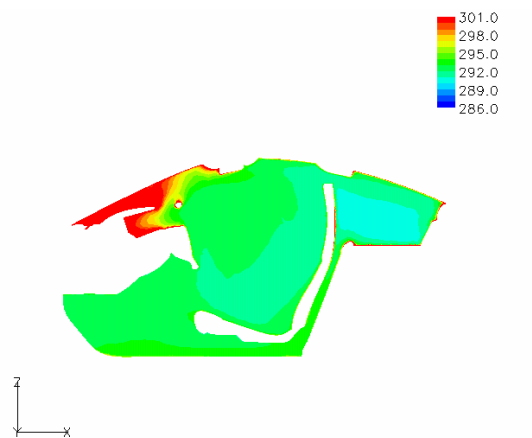


*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*







**Titolo:** test 2 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 4° marcia a 90 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=10 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
	STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>	
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
<b>Fluido</b>	Aria



	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.015
		Temperatura	[K]	281.4
		Vx	[m/s]	4.9208
		Vy	[m/s]	0.3482
		Vz	[m/s]	1.05987
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0391
		Temperatura	[K]	286.2
		Vx	[m/s]	12.9285
		Vy	[m/s]	0.9149
		Vz	[m/s]	2.7846
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0295
		Temperatura	[K]	283.3
		Vx	[m/s]	9.7285
		Vy	[m/s]	0.6884
		Vz	[m/s]	2.0953
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.03
		Temperatura	[K]	281.27
		Vx	[m/s]	10.0044
		Vy	[m/s]	0.7080
		Vz	[m/s]	2.1548

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		50
			Free stream temperature [K]		303
			IRRADIATION		
			Use beam irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Use total irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Tetha (deg): 0.53		Phi (deg): 0.53
			visibile	900 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =0
			infrarosso	0 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =1
			Apply irradiation parallel to the beam <input checked="" type="checkbox"/>		
		ε visibile	ε infrarosso		
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	

# CFD Report



Internal emissivity	[-]	1
Backflow direction specification method	-	Normal to boundary
Wall thickness	[mm]	0
Heat generation rate	[W/m3]	0

<b>MODELLO DI IRRAGGIAMENTO</b>			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
<b>GRAY BAND</b>			
<b>Infrarosso</b>		<b>Visibile</b>	
0.76 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 100 $\mu\text{m}$		0.4 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 0.76 $\mu\text{m}$	
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
<b>SOLAR LOAD MODEL</b>			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Equatore	<b>Latitudine:</b> 0	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 21 settembre		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

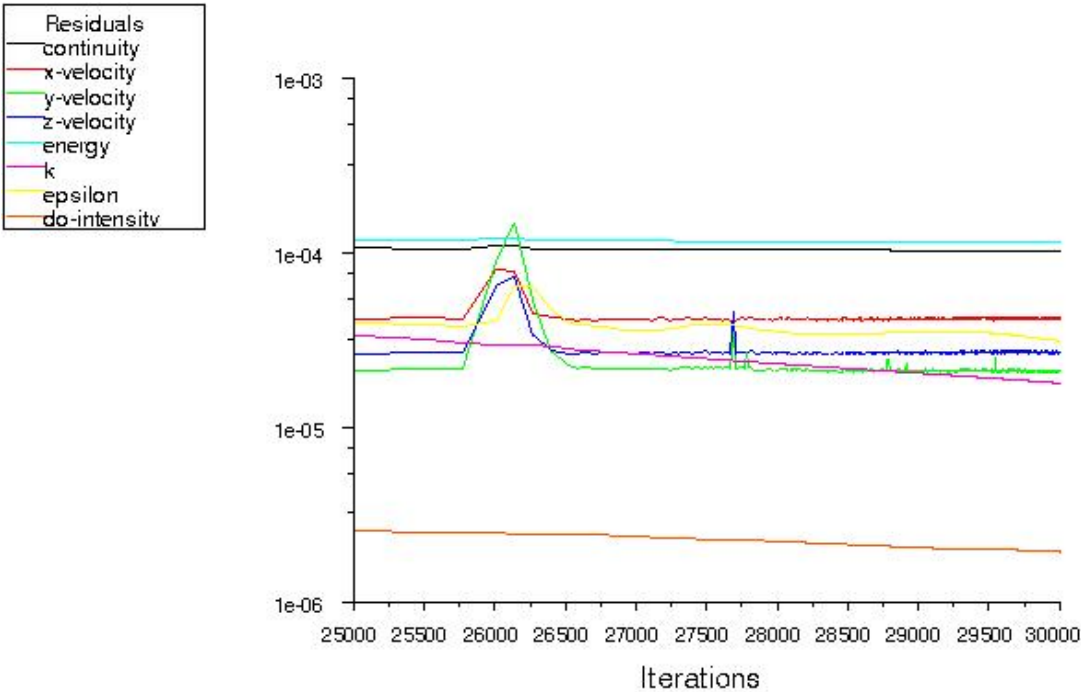
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----



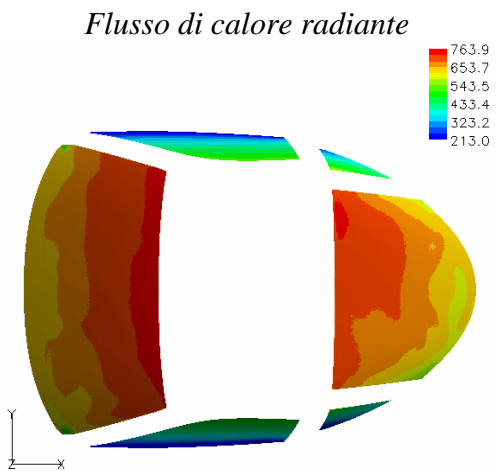
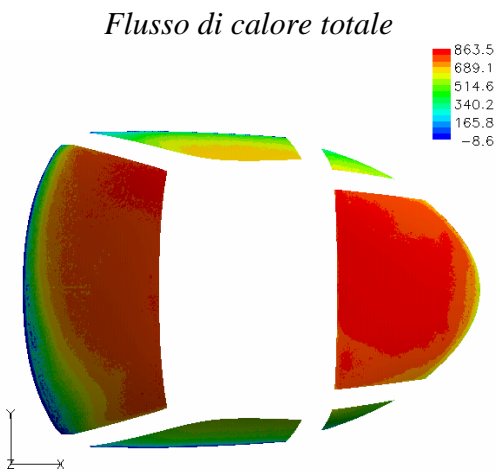
Risultati

Andamento dei residui



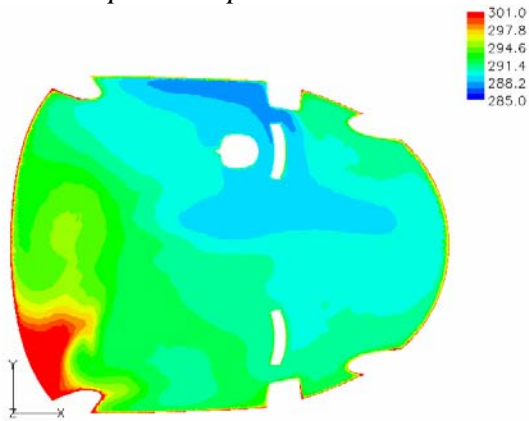
Scaled Residuals	Jul 06, 2007 FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)
------------------	---

Visualizzazioni.

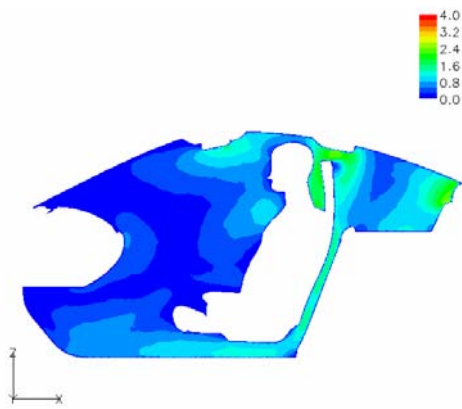
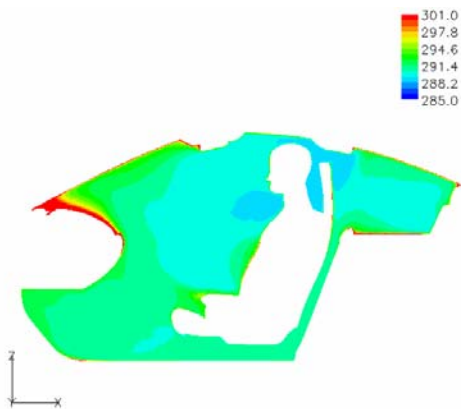
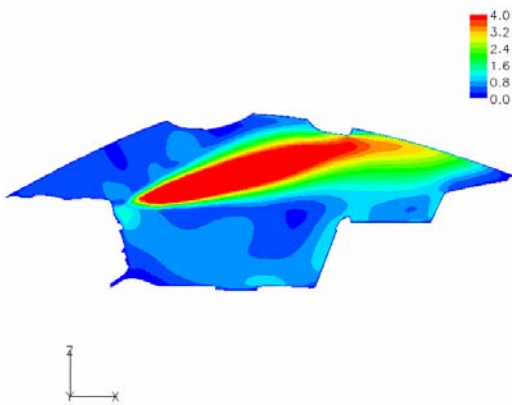
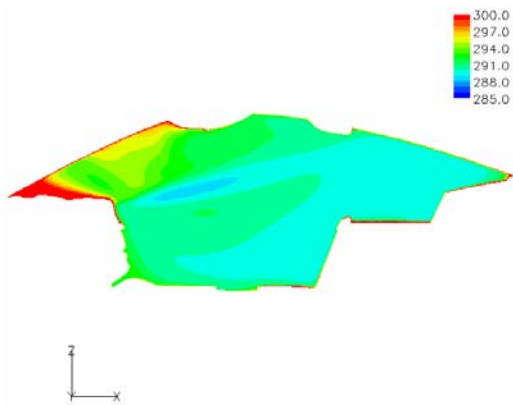
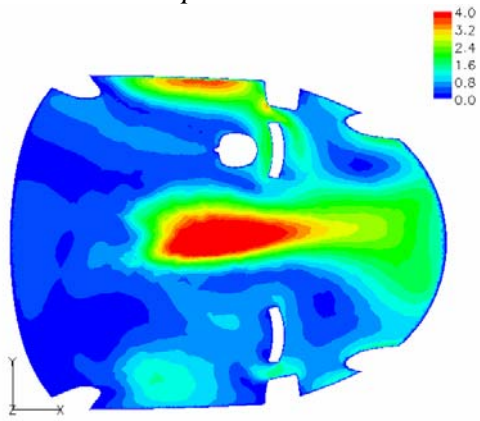




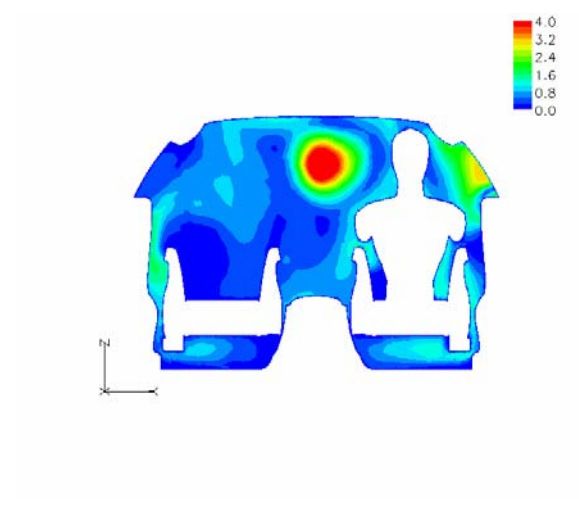
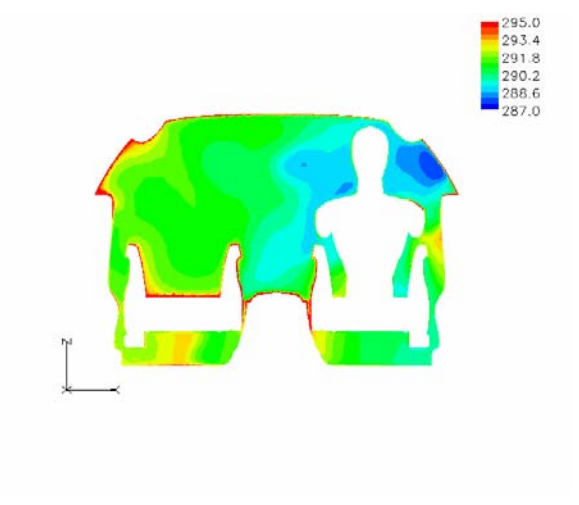
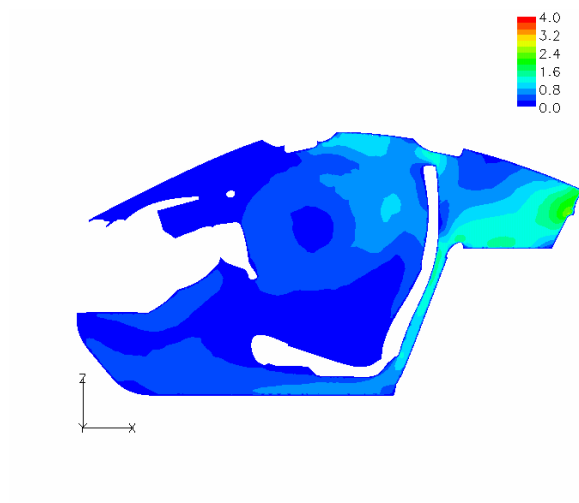
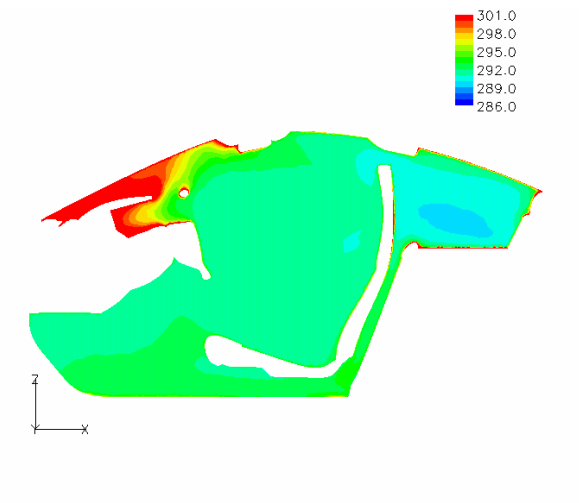
*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*









**Titolo:** test 3 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=8 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
<b>Fluido</b>	Aria



	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.01511
		Temperatura	[K]	281.14
		Vx	[m/s]	4.9539
		Vy	[m/s]	0.3505
		Vz	[m/s]	1.0670
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.03908
		Temperatura	[K]	286.02
		Vx	[m/s]	12.9187
		Vy	[m/s]	0.9142
		Vz	[m/s]	2.7825
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02995
		Temperatura	[K]	283.31
		Vx	[m/s]	9.8533
		Vy	[m/s]	0.6973
		Vz	[m/s]	2.1222
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.03085
		Temperatura	[K]	281.11
		Vx	[m/s]	10.1117
		Vy	[m/s]	0.7155
		Vz	[m/s]	2.1779

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		62
			Free stream temperature [K]		303
			IRRADIATION		
			Use beam irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Use total irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Tetha (deg): 0.53		Phi (deg): 0.53
			visibile	900 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =0
			infrarosso	0 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =1
			Apply irradiation parallel to the beam <input checked="" type="checkbox"/>		
		ε visibile	ε infrarosso		
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	



Internal emissivity	[-]	1
Backflow direction specification method	-	Normal to boundary
Wall thickness	[mm]	0
Heat generation rate	[W/m3]	0

<b>MODELLO DI IRRAGGIAMENTO</b>			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
<b>GRAY BAND</b>			
<b>Infrarosso</b>		<b>Visibile</b>	
0.76 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 100 $\mu\text{m}$		0.4 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 0.76 $\mu\text{m}$	
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
<b>SOLAR LOAD MODEL</b>			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Equatore	<b>Latitudine:</b> 0	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 21 settembre		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

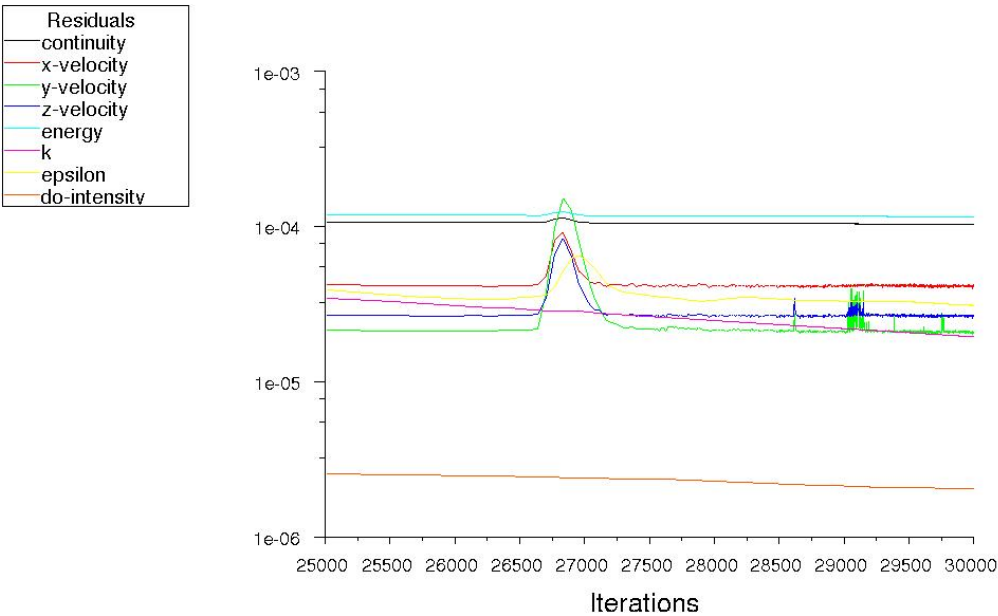
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----



Risultati

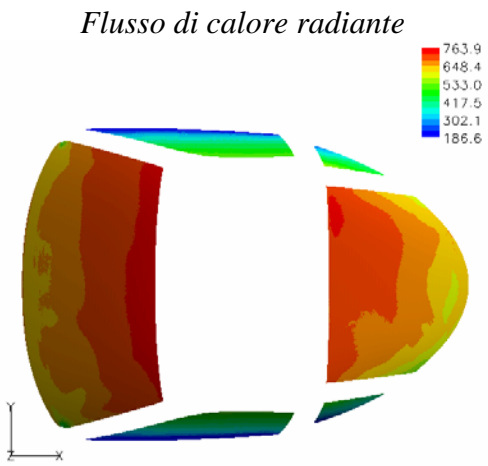
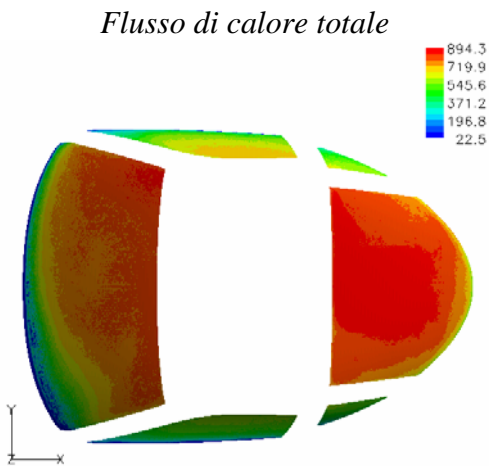
Andamento dei residui



Scaled Residuals

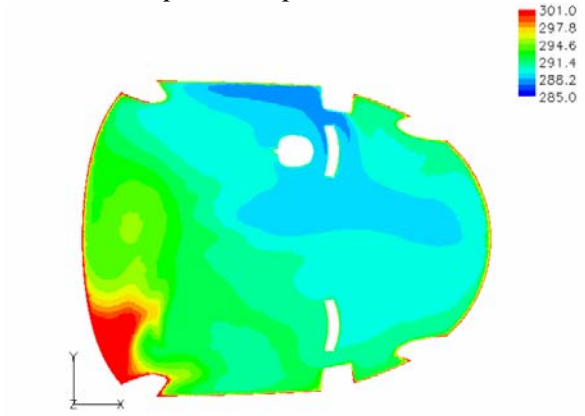
Jun 12, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

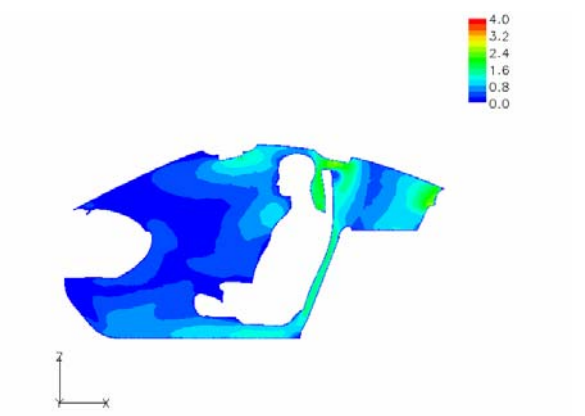
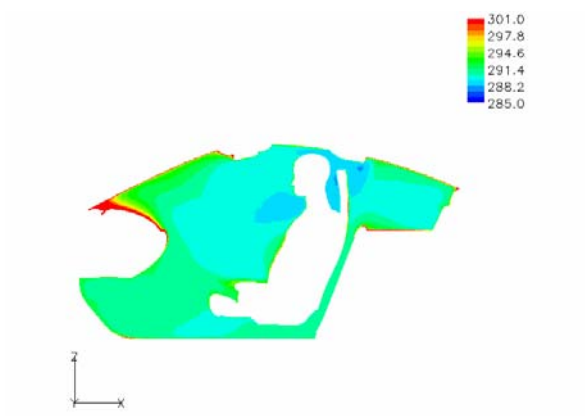
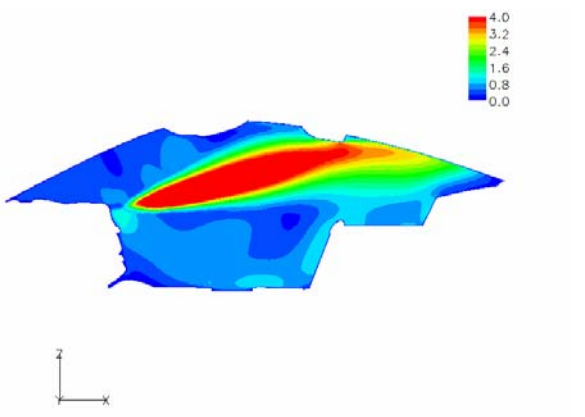
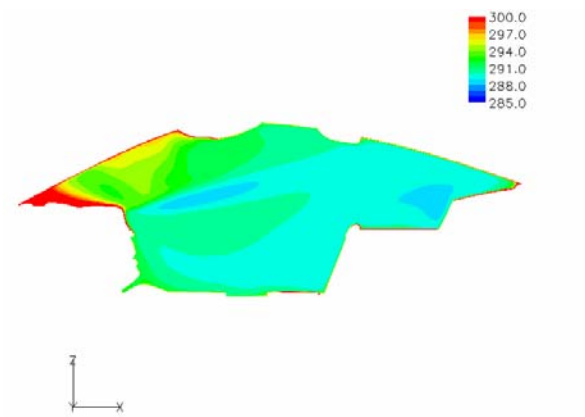
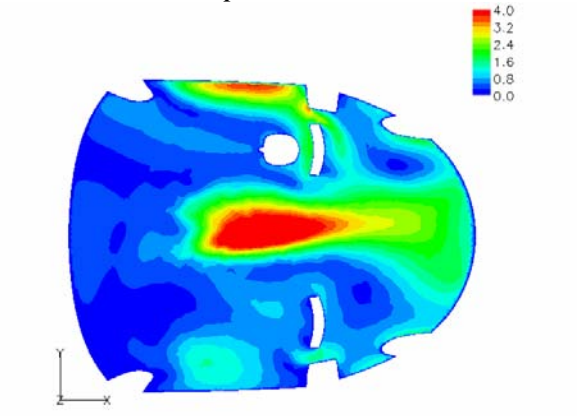


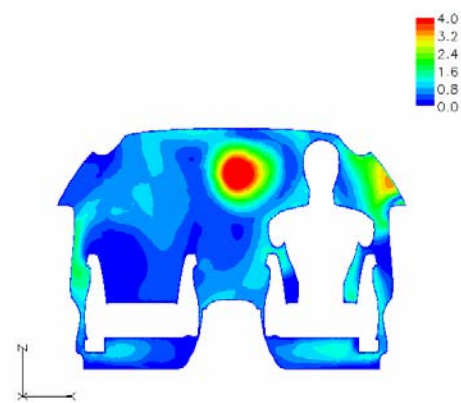
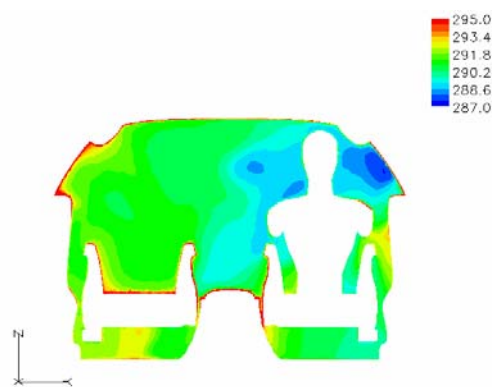
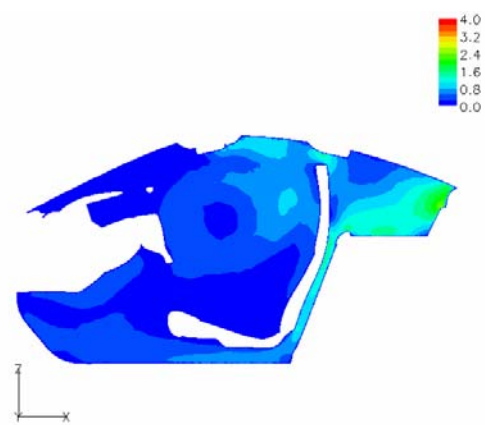
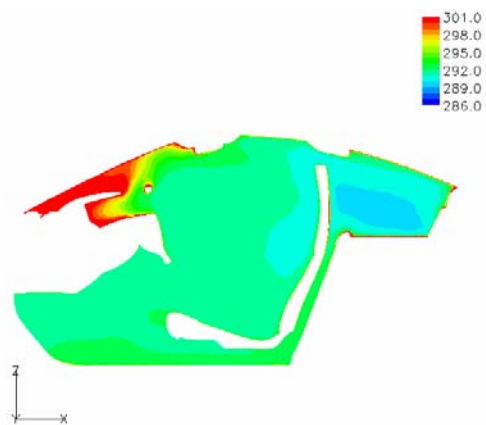


*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*









**Titolo:** test 4 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il comportamento del tipo bizona dell'abitacolo (bocchette sinistre immettono aria a temperatura più alta rispetto alle bocchette destre) in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento della parte destra dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=303 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=10 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE
-----------



<b>Fluido</b>	<i>Aria</i>		
	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.014892
		Temperatura	[K]	282.34
		Vx	[m/s]	4.8906
		Vy	[m/s]	0.3461
		Vz	[m/s]	1.0534
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.03808
		Temperatura	[K]	287.11
		Vx	[m/s]	12.6126
		Vy	[m/s]	0.8925
		Vz	[m/s]	2.7165
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02859
		Temperatura	[K]	294.4
		Vx	[m/s]	9.5959
		Vy	[m/s]	0.6790
		Vz	[m/s]	2.0668
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.028831
		Temperatura	[K]	293.5
		Vx	[m/s]	9.6534
		Vy	[m/s]	0.6831
		Vz	[m/s]	2.0792

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	303	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		35
			Free stream temperature [K]		303
			IRRADIATION		
			Use beam irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Use total irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Tetha (deg): 0.53		Phi (deg): 0.53
			visibile	900 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =0
			infrarosso	0 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =1
			Apply irradiation parallel to the beam <input checked="" type="checkbox"/>		
		ε visibile	ε infrarosso		
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	



Internal emissivity	[-]	1
Backflow direction specification method	-	Normal to boundary
Wall thickness	[mm]	0
Heat generation rate	[W/m3]	0

<b>MODELLO DI IRRAGGIAMENTO</b>			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
<b>GRAY BAND</b>			
<b>Infrarosso</b>		<b>Visibile</b>	
0.76 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 100 $\mu\text{m}$		0.4 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 0.76 $\mu\text{m}$	
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
<b>SOLAR LOAD MODEL</b>			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Equatore	<b>Latitudine:</b> 0	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 21 settembre		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

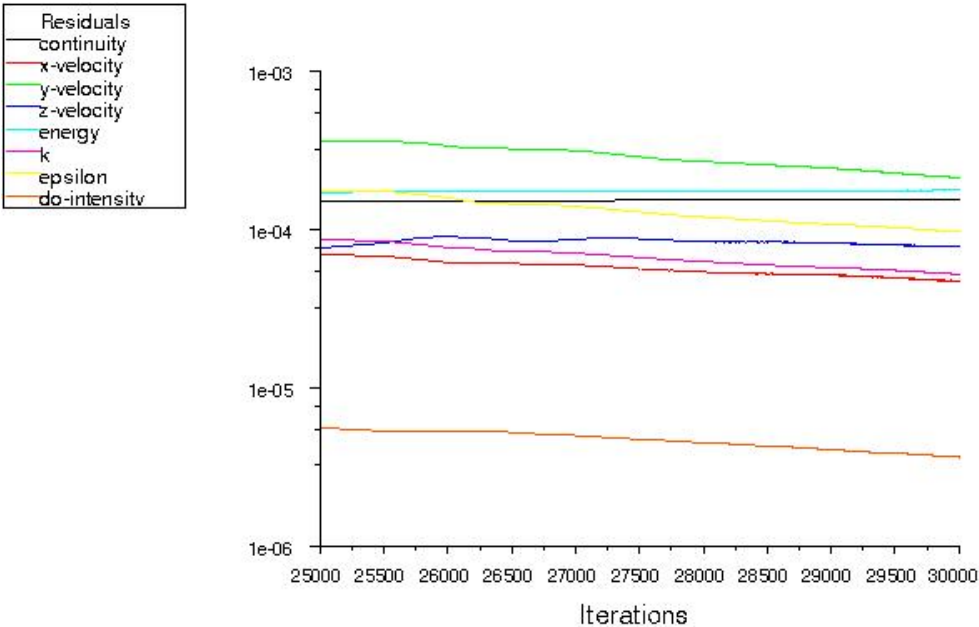
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----



Risultati

Andamento dei residui

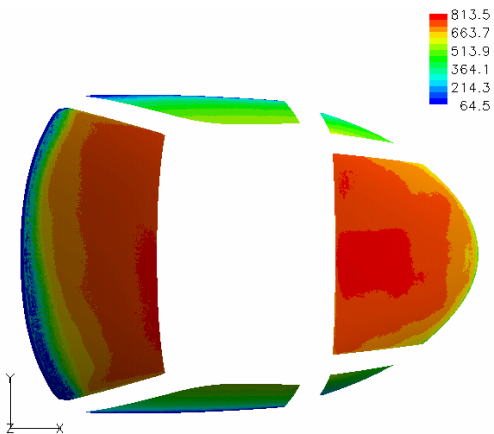


Scaled Residuals

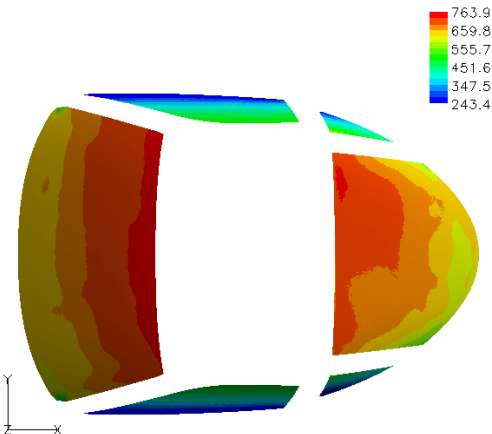
Jul 06, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

Flusso di calore totale

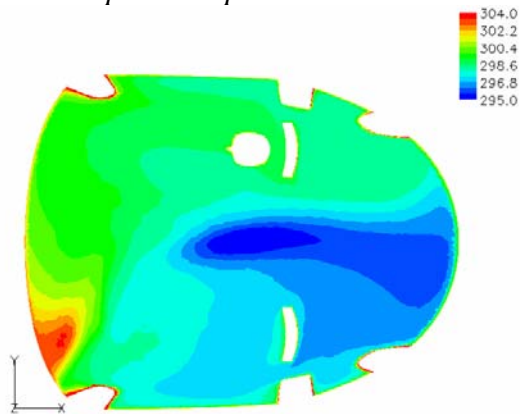


Flusso di calore radiante

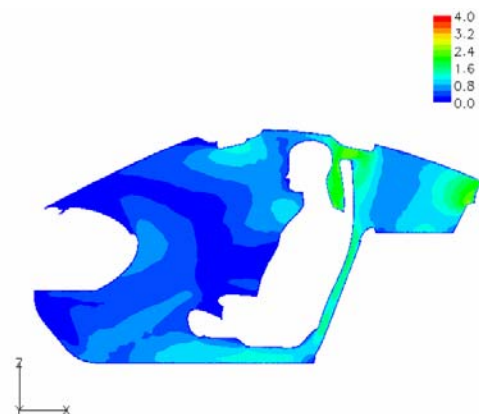
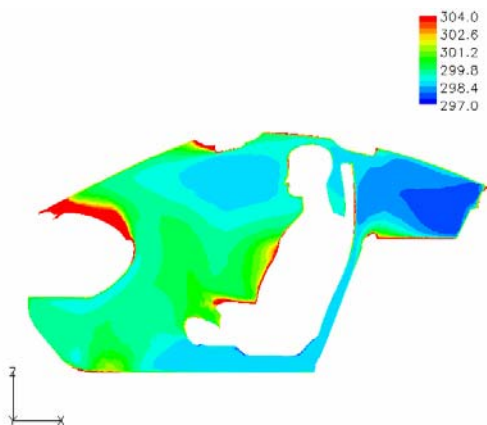
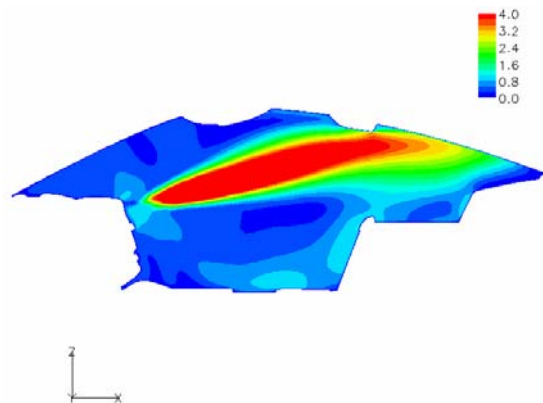
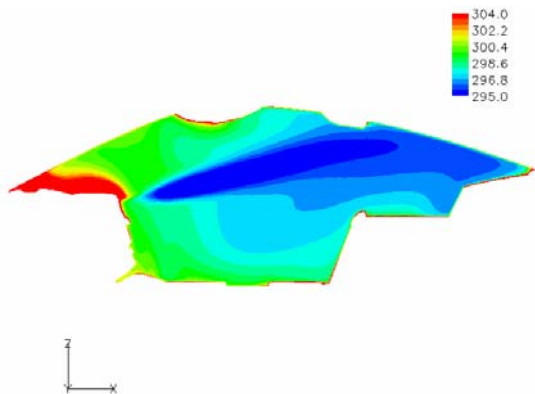
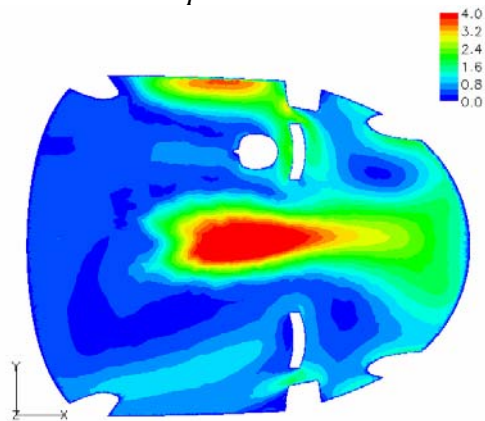


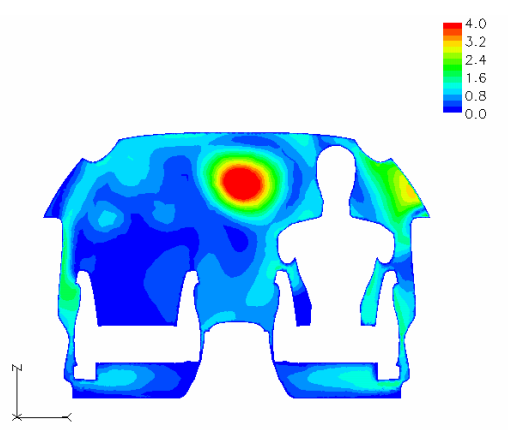
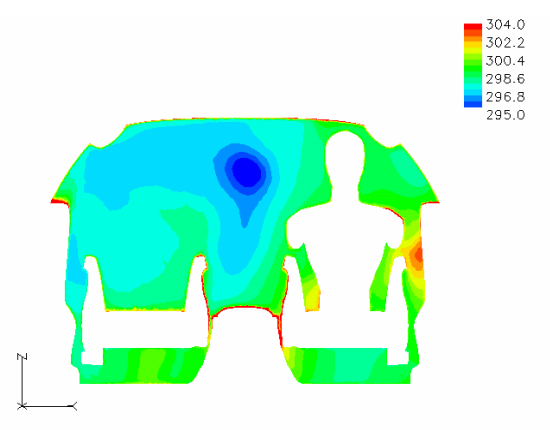
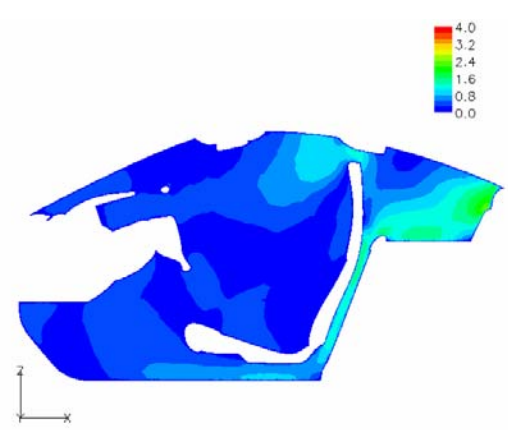
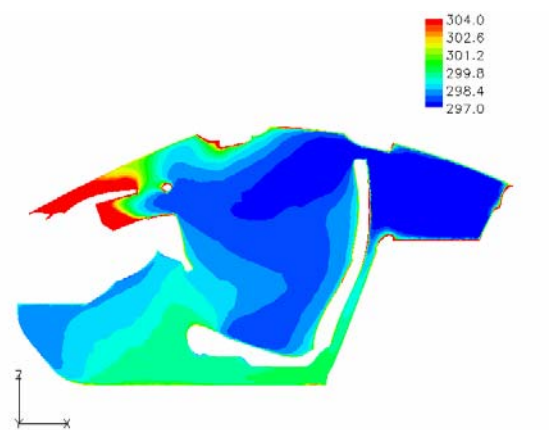


*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*







**Titolo:** test 5 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il raffreddamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria freddo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=318 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=10 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
	STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>	
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
<b>Fluidio</b>	Aria





	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.01573
		Temperatura	[K]	287.08
		Vx	[m/s]	5.2113
		Vy	[m/s]	0.3688
		Vz	[m/s]	1.1224
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.04233
		Temperatura	[K]	291.42
		Vx	[m/s]	14.1228
		Vy	[m/s]	0.9995
		Vz	[m/s]	3.0418
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.03166
		Temperatura	[K]	288.3
		Vx	[m/s]	10.5085
		Vy	[m/s]	0.7436
		Vz	[m/s]	2.2633
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.03040
		Temperatura	[K]	286.97
		Vx	[m/s]	10.0668
		Vy	[m/s]	0.7436
		Vz	[m/s]	2.2633

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	318	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		35
			Free stream temperature [K]		318
			IRRADIATION		
			Use beam irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Use total irradiation from solar parameter <input checked="" type="checkbox"/>		
			Tetha (deg): 0.53		Phi (deg): 0.53
			visibile	900 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =0
			infrarosso	0 W/m <sup>2</sup>	f <sub>d</sub> =1
			Apply irradiation parallel to the beam <input checked="" type="checkbox"/>		
		ε visibile	ε infrarosso		
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	



Internal emissivity	[-]	1
Backflow direction specification method	-	Normal to boundary
Wall thickness	[mm]	0
Heat generation rate	[W/m3]	0

<b>MODELLO DI IRRAGGIAMENTO</b>			
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/>	DTRM <input type="checkbox"/>	DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
<b>GRAY BAND</b>			
<b>Infrarosso</b>		<b>Visibile</b>	
0.76 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 100 $\mu\text{m}$		0.4 $\mu\text{m}$ > $\lambda$ > 0.76 $\mu\text{m}$	
<b>Descrizione modello:</b> il "DO model" risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l'intensità dell'energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l'abitacolo è disposto parallelamente all'equatore.			
<b>Parametro di iterazione:</b>		<b>Flow iteration per radiation iteration:</b> 100	
<b>SOLAR LOAD MODEL</b>			
DO IRRADIATION <input checked="" type="checkbox"/>		SOLAR RAY TRACING <input type="checkbox"/>	
<b>Luogo:</b> Equatore	<b>Latitudine:</b> 0	<b>Longitudine:</b> 12.4816	<b>Timezone:</b> +1
<b>Data:</b> 21 settembre		<b>Ora:</b> 12:00	
<b>Potenza solare irradiata:</b> 900 W/m <sup>2</sup>		<b>Potenza solare diffusa:</b> 0	

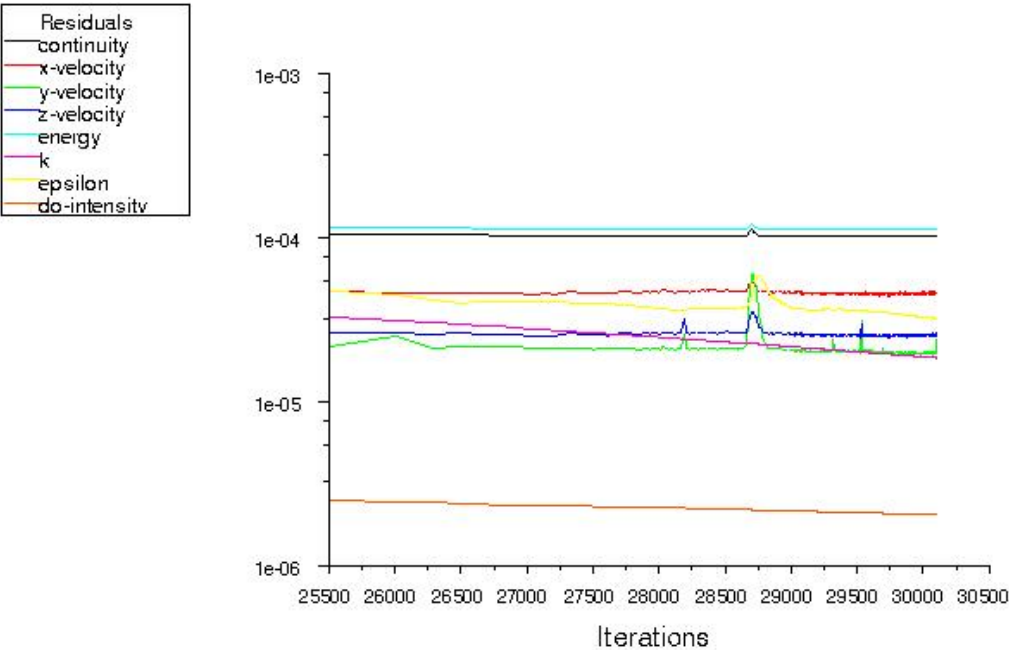
VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	1.7894·10 <sup>-5</sup>	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----



Risultati

Andamento dei residui

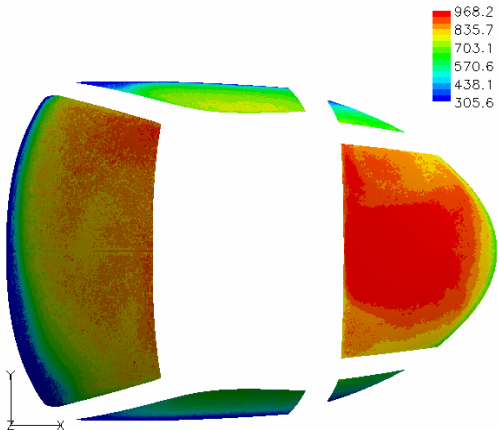


Scaled Residuals

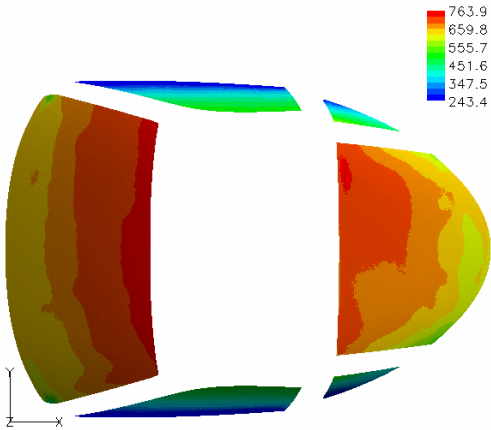
Jul 06, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

Visualizzazioni.

Flusso di calore totale

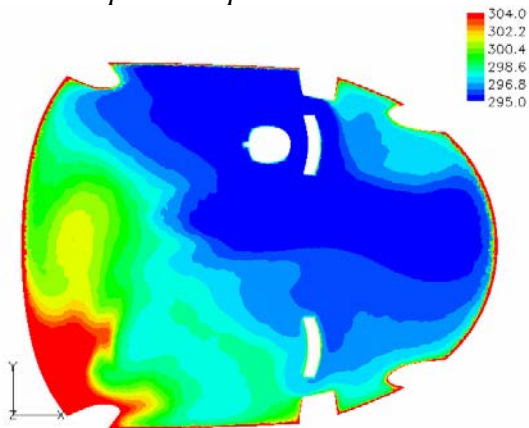


Flusso di calore radiante

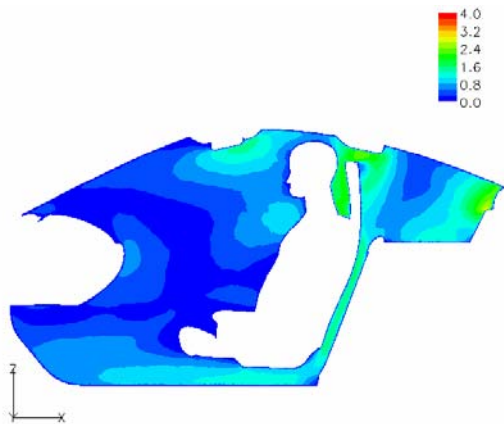
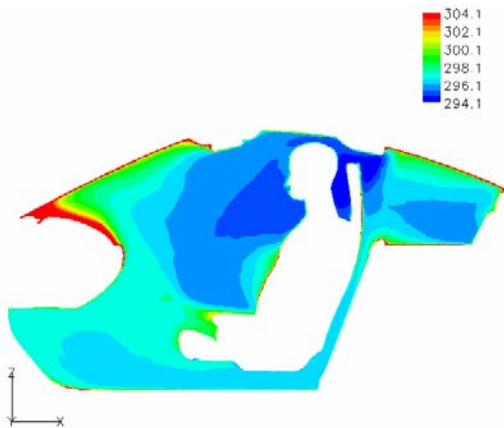
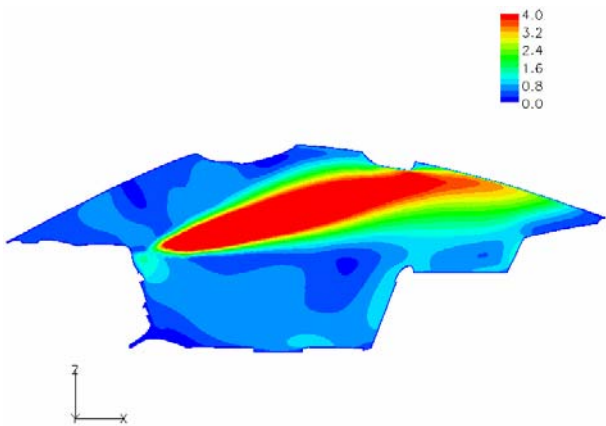
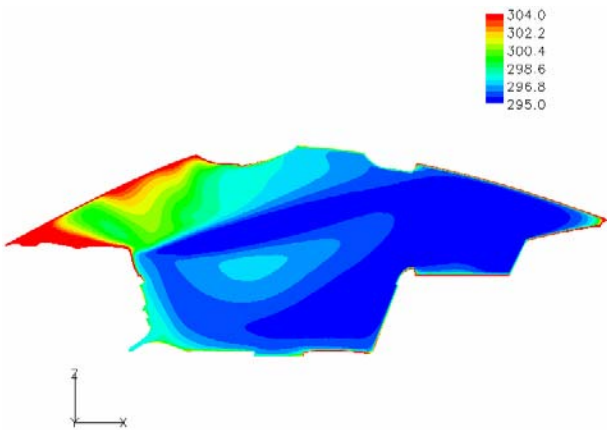
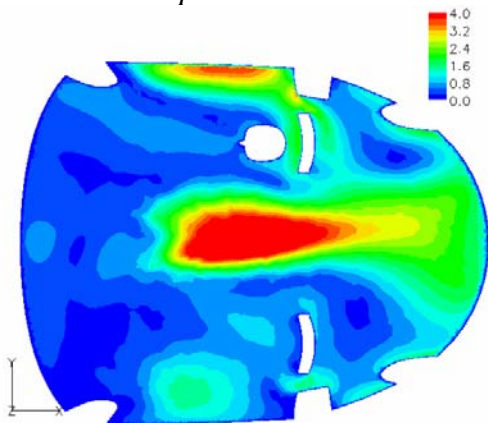


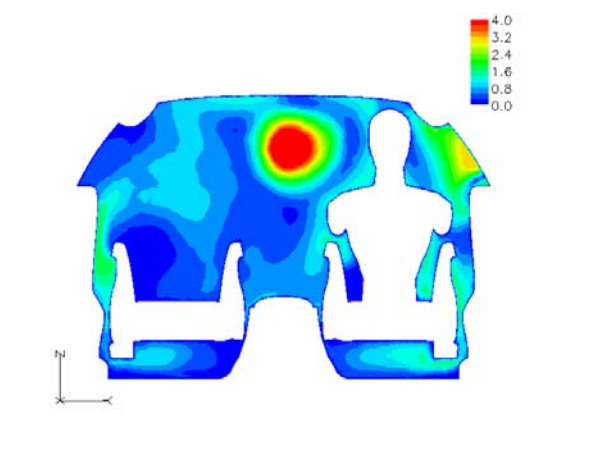
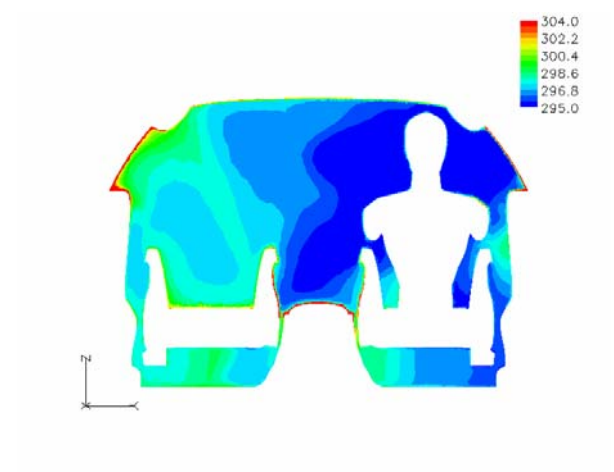
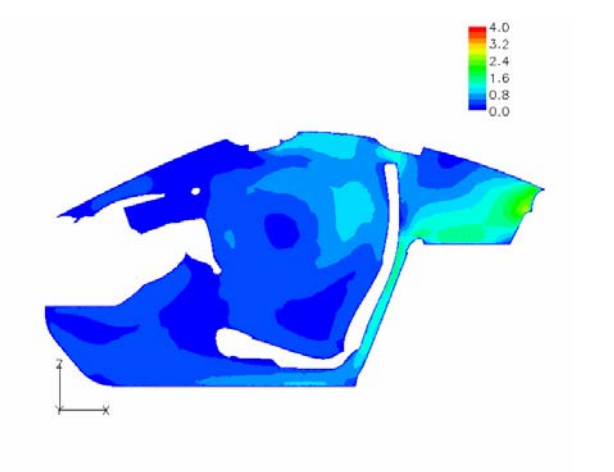
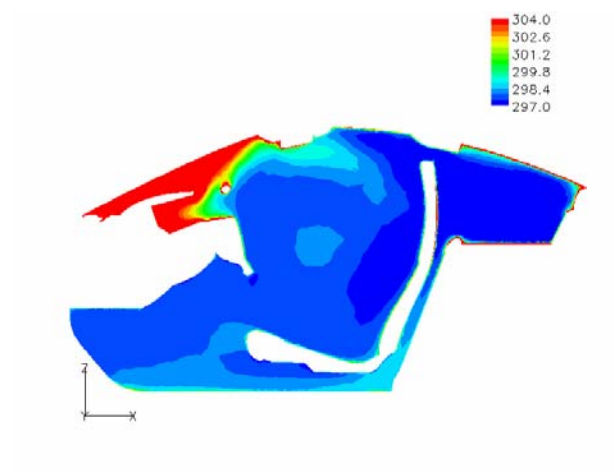


*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*







**Titolo:** test 6 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il riscaldamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria caldo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=293 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=8 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
<b>Fluidio</b>	Aria



	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]





CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.01336
		Temperatura	[K]	292.1965
		Vx	[m/s]	4.4635
		Vy	[m/s]	0.3158
		Vz	[m/s]	0.9613
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02532
		Temperatura	[K]	292.1386
		Vx	[m/s]	8.4591
		Vy	[m/s]	0.5986
		Vz	[m/s]	1.8219
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02575
		Temperatura	[K]	296.6598
		Vx	[m/s]	8.6697
		Vy	[m/s]	0.6135
		Vz	[m/s]	1.86732
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.079
		Temperatura	[K]	296.3513
		Vx	[m/s]	8.4084
		Vy	[m/s]	0.5950
		Vz	[m/s]	1.811

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	283	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		35
			Free stream temperature [K]		283
			IRRADIATION		
			ε visibile		ε infrarosso
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	
Internal emissivity			[-]	1	
Backflow direction specification method			-	Normal to boundary	
Wall thickness			[mm]	0	
Heat generation rate			[W/m3]	0	



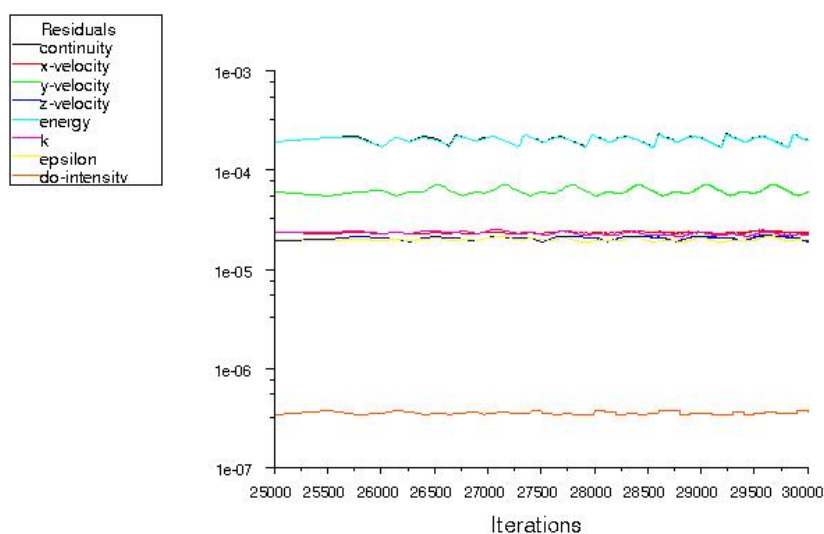
MODELLO DI IRRAGGIAMENTO	
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
GRAY BAND	
Infrarosso	Visibile
$0.76 \mu\text{m} > \lambda > 100 \mu\text{m}$	$0.4 \mu\text{m} > \lambda > 0.76 \mu\text{m}$
<b>Descrizione modello:</b> il “DO model” risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l’intensità dell’energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l’abitacolo è disposto parallelamente all’equatore.	
Parametro di iterazione:	Flow iteration per radiation iteration: 100
SOLAR LOAD MODEL off	

VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	$1.7894 \cdot 10^{-5}$	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----

## Risultati

### Andamento dei residui

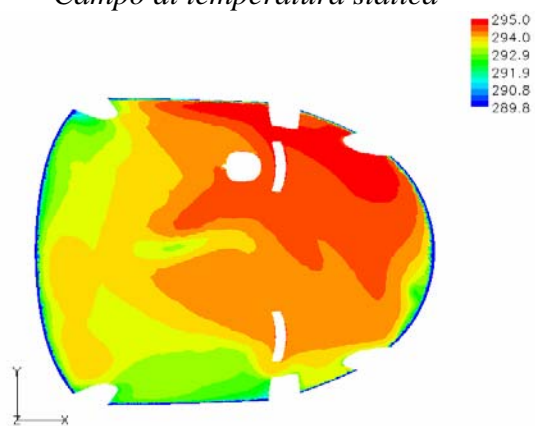


Scaled Residuals

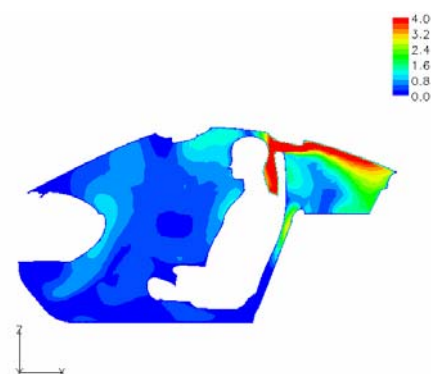
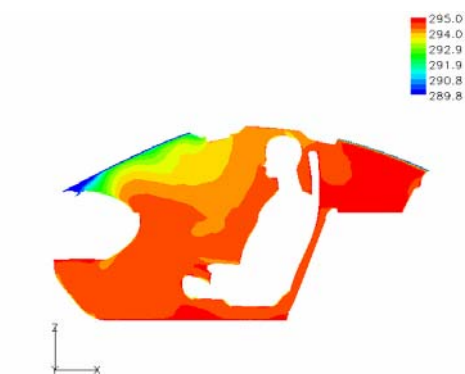
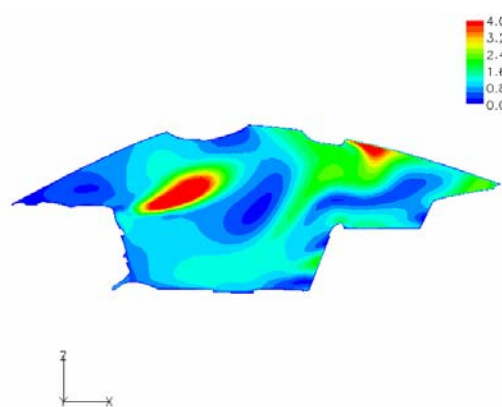
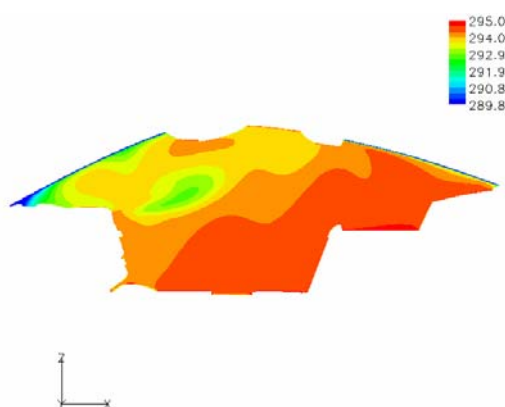
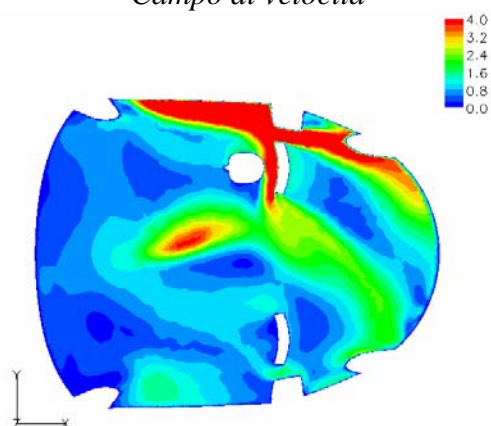
Jul 03, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)

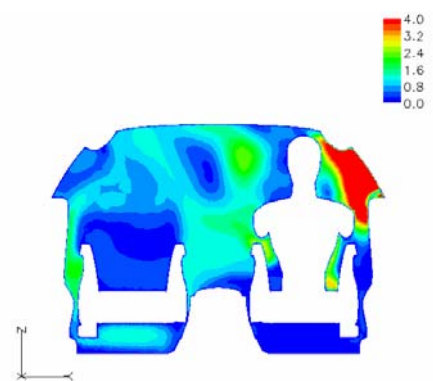
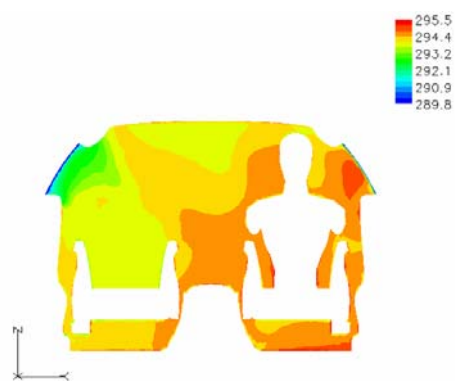
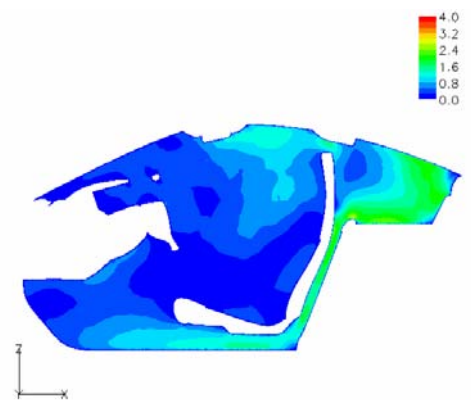
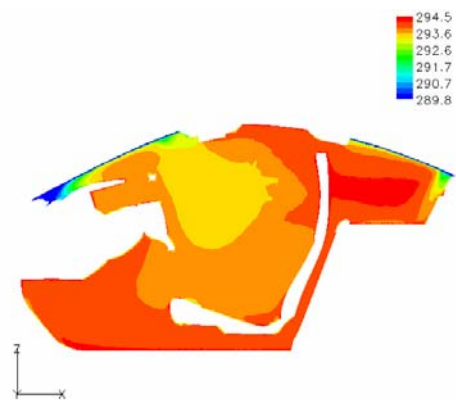
## Visualizzazioni.

*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*







**Titolo:** test 7 doppia banda

**Autore :** Iannetti

<b>Tipologia calcolo</b>	2D <input type="checkbox"/> 3D <input checked="" type="checkbox"/>	<b>Software:</b>	Fluent 6.2.16
<b>Obiettivo</b>	Valutare il raffreddamento dell'abitacolo in una giornata calda, in cui sono presenti tutti i meccanismi di scambio termico, ovvero conduzione-convezione attraverso i finestrini ed i sedili ed irraggiamento. Con l'auto che viaggia in 3° marcia a 60 km/h		
<b>Breve descrizione</b>	Simula il riscaldamento dell'abitacolo attraverso un flusso d'aria caldo uscente dalle bocchette, parte del quale si disperde per convezione attraverso i finestrini (la temperatura esterna è T=293 K). Per l'aria si utilizza il modello di gas perfetto, per cui le condizioni al contorno all'ingresso sono di "pressure-far-field". E' attivo il "DO model" che tiene conto dello scambio termico per irraggiamento ed il "DO Irradiation" come "solar load model". La simulazione è ambientata alle 12:00 il 21 settembre in un luogo sito all'equatore (sole sullo zenit) con una potenza solare imposta di 900 W/m <sup>2</sup> .		

## Proprietà caso

GRIGLIA		
<b>Descrizione griglia:</b> la griglia utilizzata, un abitacolo con un unico manichino in corrispondenza del posto passeggero, con quattro milioni e centomila elementi tetraedrici, è stata ricavata da una mesh di superficie di duecentosessantamila elementi triangolari; in generale essi hanno un lato L=8 mm. La griglia è stata infittita in zone ritenute significative, ossia in corrispondenza dell'inlet e dell'outlet (L=3 mm).		
	<i>Celle</i>	<i>Facce elementi</i>
	Geometria	Geometria
<b>Numero</b>	4123309	758225
<b>Skewness massima</b>	0.9013544	0.7292449
<b>Skewnwss mwdia</b>	0.3556892	0.02068929

SOLUZIONE		
STAZIONARIA <input checked="" type="checkbox"/> NON STAZIONARIA <input type="checkbox"/>		
<b>Solutore</b>	SEGREGATED <input type="checkbox"/> COUPLED EXPLICIT <input type="checkbox"/> COUPLED IMPLICIT <input checked="" type="checkbox"/>	
<b>Soluzione equazioni</b>	Flusso	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Rateo dissipazione turbolenza	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Energia cinetica turbolenta	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Altro:	FIRST ORDES <input checked="" type="checkbox"/> SECOND ORDER <input type="checkbox"/>
	Courant number: 1	Under relaxation factor: Turbulent kinetic energy 0.2 Turbulence dissipation rate 0.2 Turbulent viscosity 0.8 Solid 0.8 Discrete ordinates 1
<b>Modello viscoso</b>	k-epsilon	
	Trattamento celle alla parete	Non-equilibrium wall functions
<b>Equazione energia</b>	ON <input checked="" type="checkbox"/> OFF <input type="checkbox"/>	

MATERIALE	
<b>Fluidio</b>	Aria



	Densità	Gas ideale	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.0242	[W/mK]
	Calore specifico	1006.43	[J/KgK]
	Coefficiente di viscosità	$1.7894 \times 10^{-5}$	[Kg/m s]
	Peso molecolare	28.966	[-]
	Coefficiente di assorbimento	0.01	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1	[-]

<b>Solidi</b>	<i>Alluminio</i>		
	Densità	2719	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	202.4	[W/mK]
	Calore specifico	871	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0.51	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.39	[-]
	<i>Vetro</i>		
	Densità	2600	[Kg/m3]
	Coefficiente di conduzione	0.93	[W/mK]
	Calore specifico	840	[J/KgK]
	Coefficiente di assorbimento	0	[1/m]
	Coefficiente di scattering	0	[1/m]
	Fase della funzione di scattering	isotropa	[-]
	Coefficiente di rifrazione	1.5 Visibile	[-]
		$\infty$ infrarosso	[-]



CONDIZIONI AL BORDO				
Zona	Tipo di condizione	Parametri		
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.0123
		Temperatura	[K]	330.91
		Vx	[m/s]	4.3611
		Vy	[m/s]	0.3086
		Vz	[m/s]	0.9393
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale sinistra	Pressure far field	Mach	[-]	0.01544
		Temperatura	[K]	325.82
		Vx	[m/s]	5.4473
		Vy	[m/s]	0.3855
		Vz	[m/s]	1.1732
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta centrale destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02342
		Temperatura	[K]	330.71
		Vx	[m/s]	8.3245
		Vy	[m/s]	0.5891
		Vz	[m/s]	1.7929
Ingresso del flusso nel dominio: bocchetta destra	Pressure far field	Mach	[-]	0.02628
		Temperatura	[K]	331.43
		Vx	[m/s]	9.3531
		Vy	[m/s]	0.6619
		Vz	[m/s]	2.0114

Uscita del flusso dal dominio: uscita		Pressure-outlet	Backflow total temperature [K]	283	
Fluido		Fluid	-		
Finestrini (Anteriori, posteriori, parabrezza, lunotto)		Semitrasparent Wall	CONVEZIONE		
			Coefficiente di convezione [W/m2K]		35
			Free stream temperature [K]		283
			IRRADIATION		
			ε visibile		ε infrarosso
Abitacolo	Pareti adiabatiche	Sedili	0.62	1	
		plancia	0.9	1	
		volante	1	1	
		fondo	1	1	
		manichino	0.62	1	
		resto	0.62	1	
Generale:					
Turbulence specification method			-	Intensity and viscosity ratio	
Turbulence intensity			[%]	0.1	
Turbulent viscosity ratio			-	10	
External black body temperature			-	Boundary temperature	
Internal emissivity			[-]	1	
Backflow direction specification method			-	Normal to boundary	
Wall thickness			[mm]	0	
Heat generation rate			[W/m3]	0	



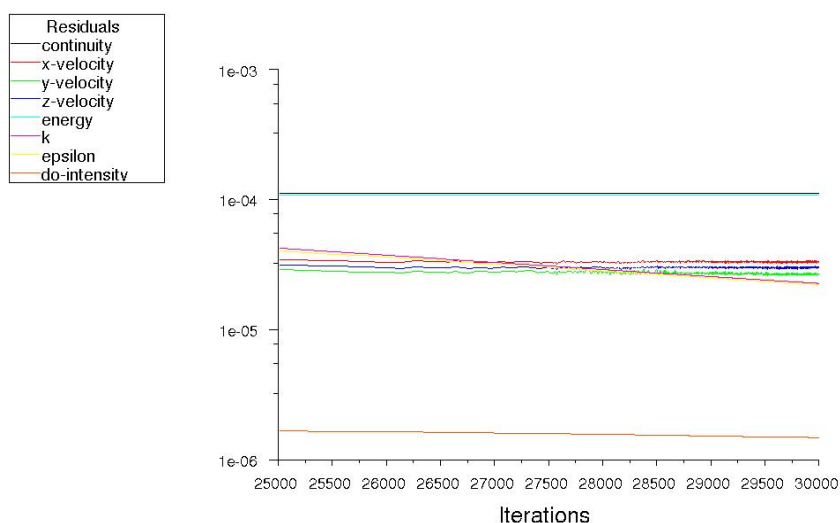
MODELLO DI IRRAGGIAMENTO	
ROSSELAND <input type="checkbox"/>	P1 <input type="checkbox"/> DTRM <input type="checkbox"/> DO <input checked="" type="checkbox"/> S2S <input type="checkbox"/>
GRAY BAND	
Infrarosso	Visibile
$0.76 \mu\text{m} > \lambda > 100 \mu\text{m}$	$0.4 \mu\text{m} > \lambda > 0.76 \mu\text{m}$
<b>Descrizione modello:</b> il “DO model” risolve una equazione aggiuntiva, oltre quello di Navier-Stokes e quelle proprie del modello di turbolenza adottato, la cui incognita è l’intensità dell’energia radiante. La griglia è orientata ad est, il che significa che l’abitacolo è disposto parallelamente all’equatore.	
Parametro di iterazione:	Flow iteration per radiation iteration: 100
SOLAR LOAD MODEL off	

VALORI DI RIFERIMENTO		
Area	1	[m <sup>2</sup> ]
Densità	1.225	[kg/m <sup>3</sup> ]
Lunghezza	1000	[mm]
Temperatura	288.16	[K]
Velocità	1	[m/s]
Viscosità	$1.7894 \cdot 10^{-5}$	[kg/ms]
Rapporto calori specifici	1.4	[-]

Scala modello	1:1
---------------	-----

## Risultati

### Andamento dei residui



Scaled Residuals

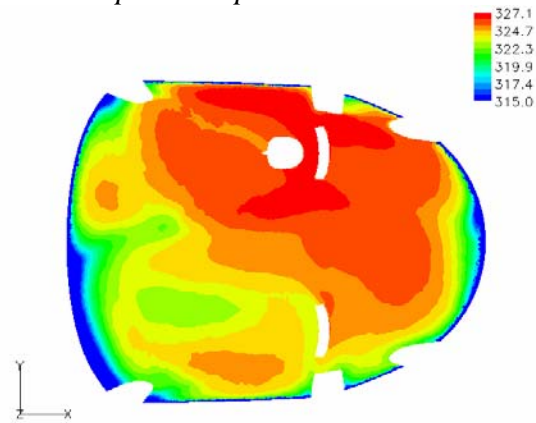
Jun 21, 2007  
FLUENT 6.2 (3d, coupled imp, ske)



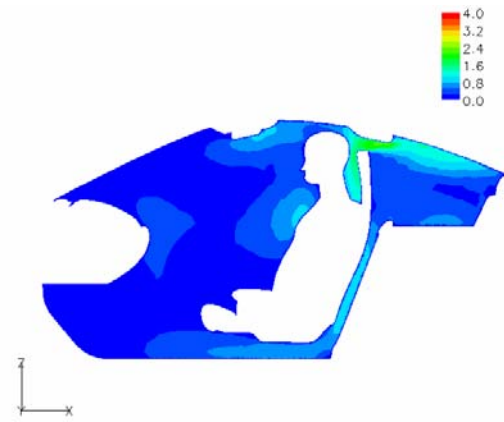
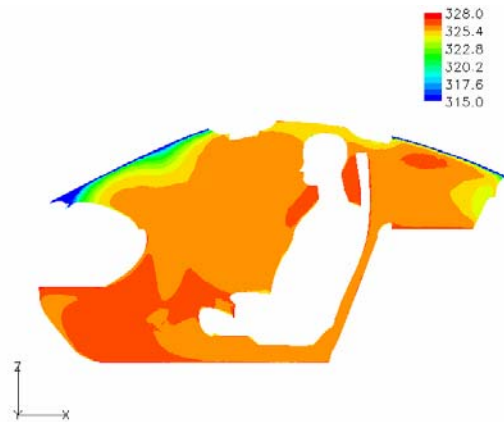
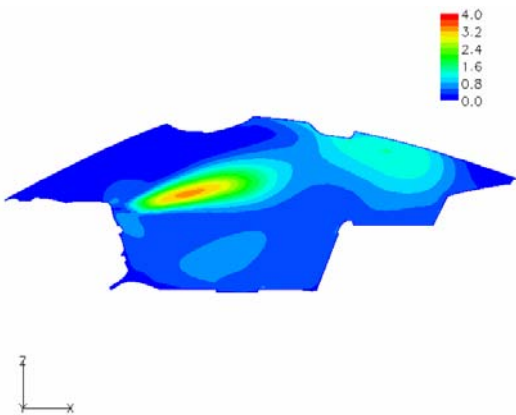
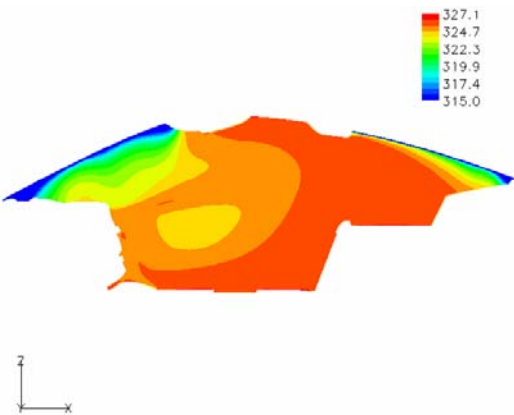
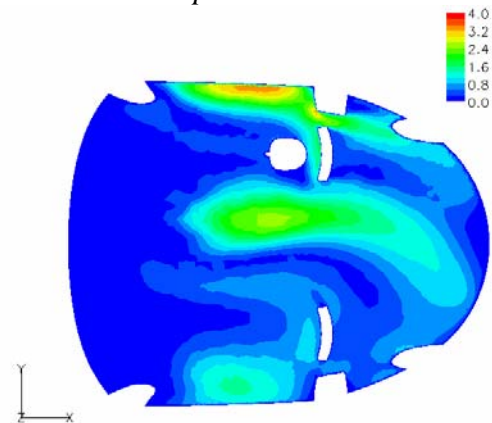


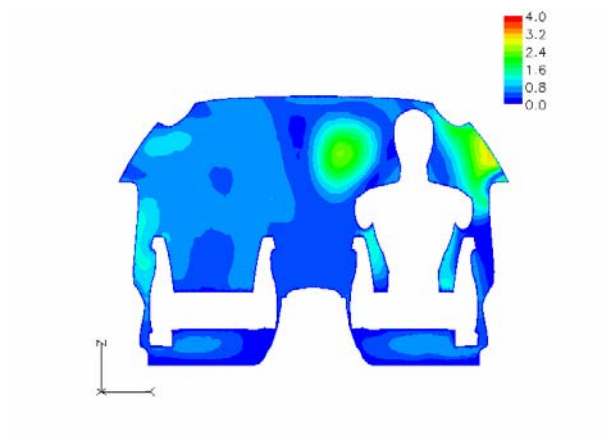
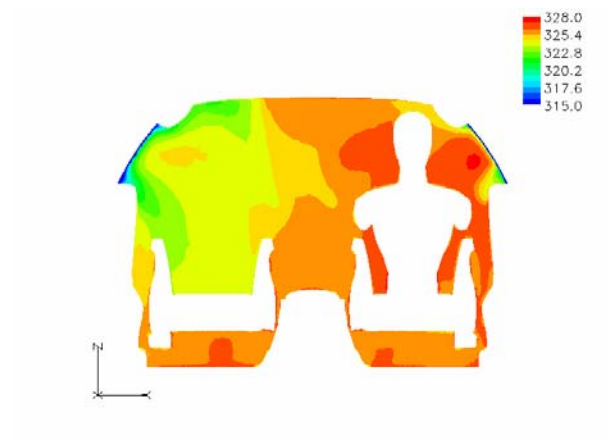
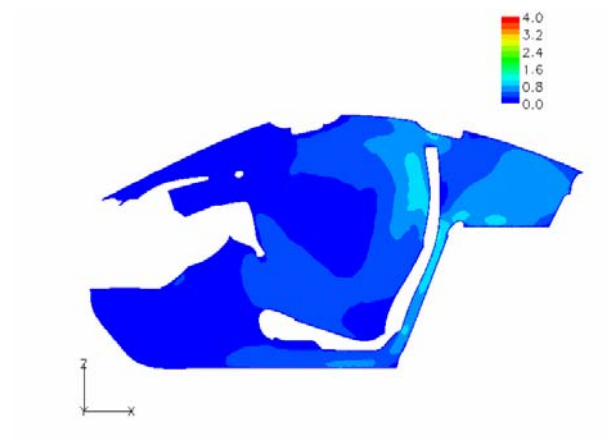
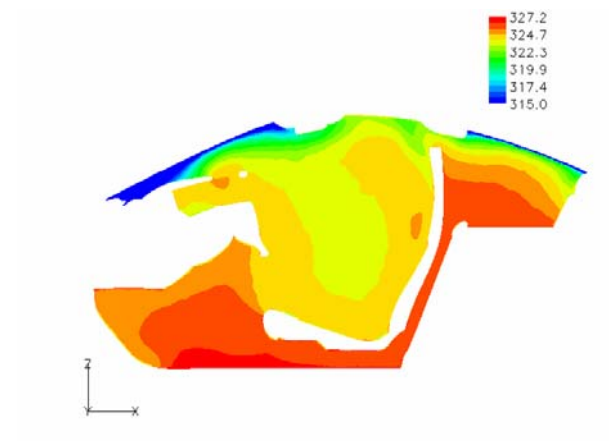
Visualizzazioni.

*Campo di temperatura statica*



*Campo di velocità*

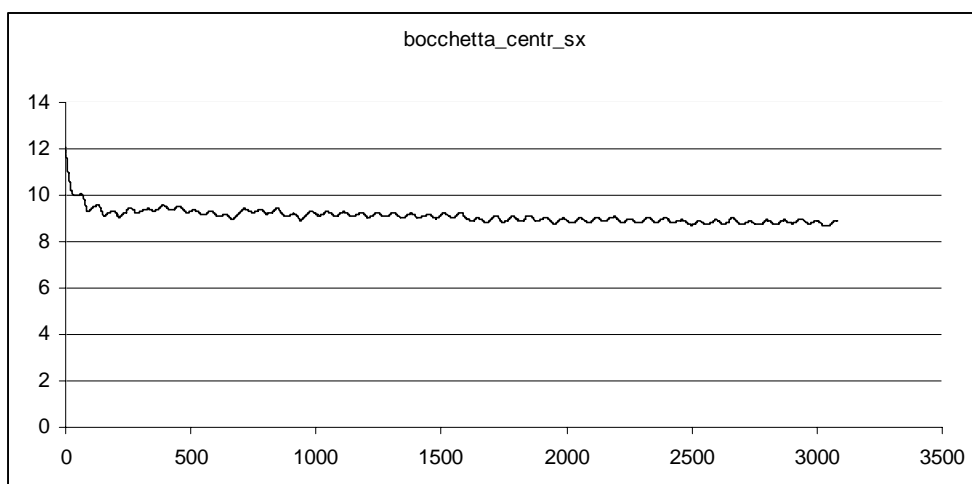
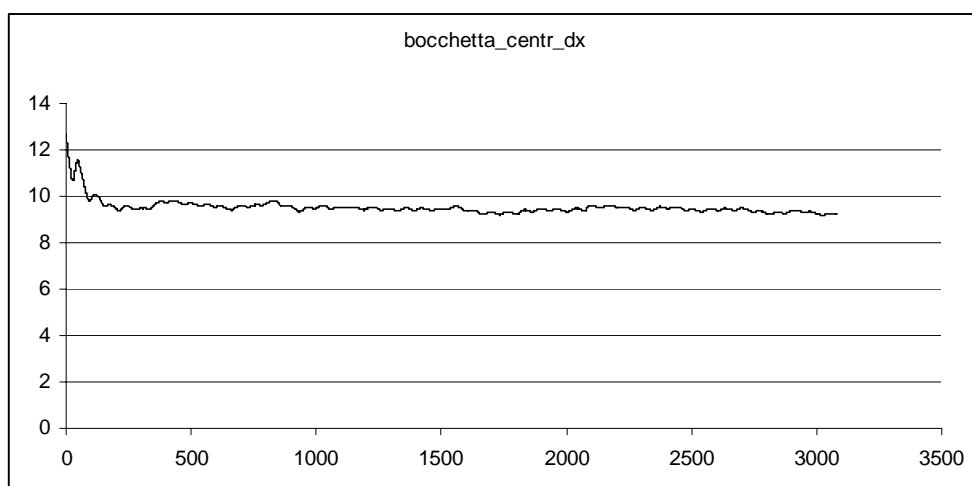
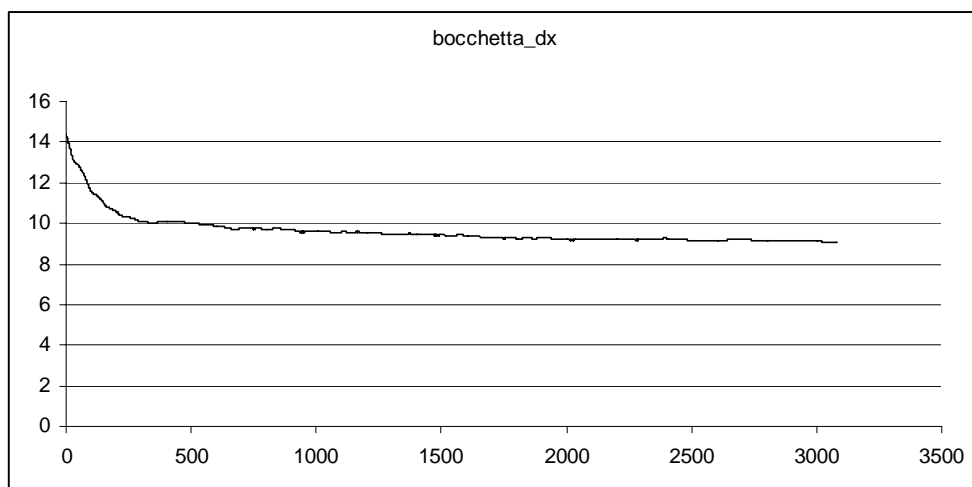


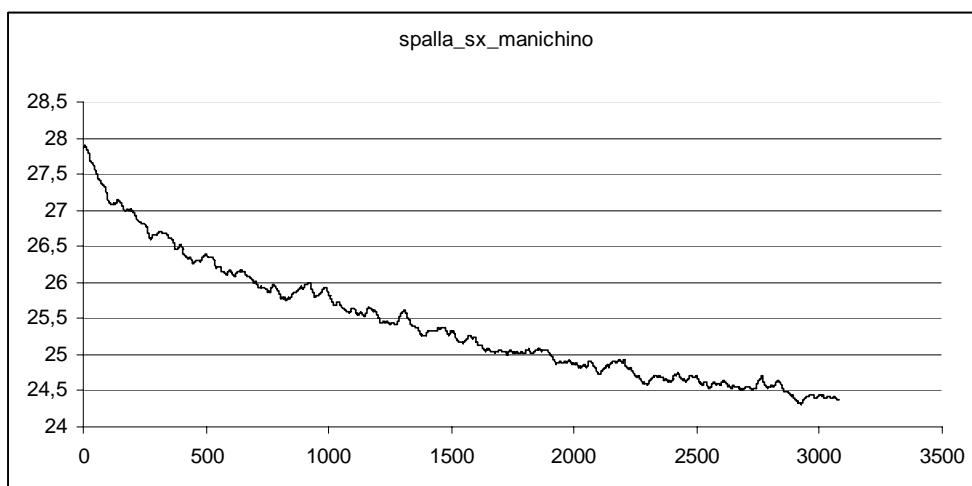
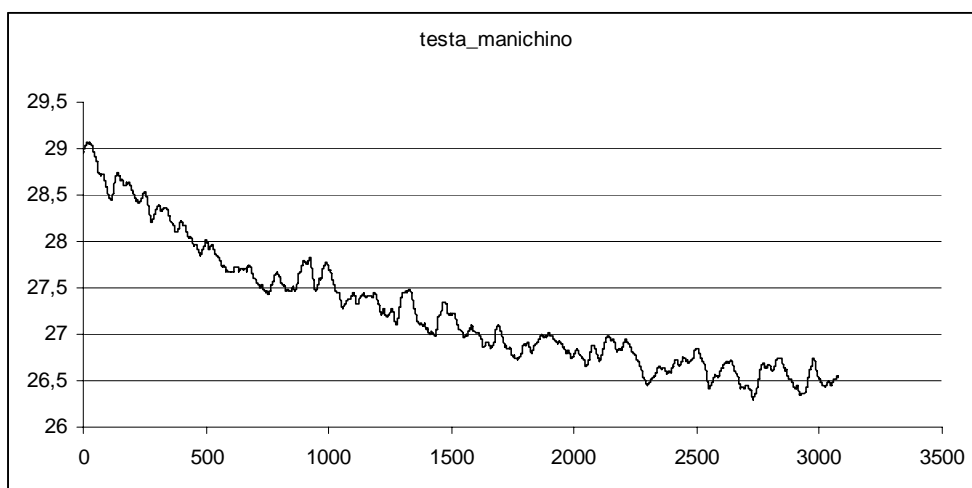
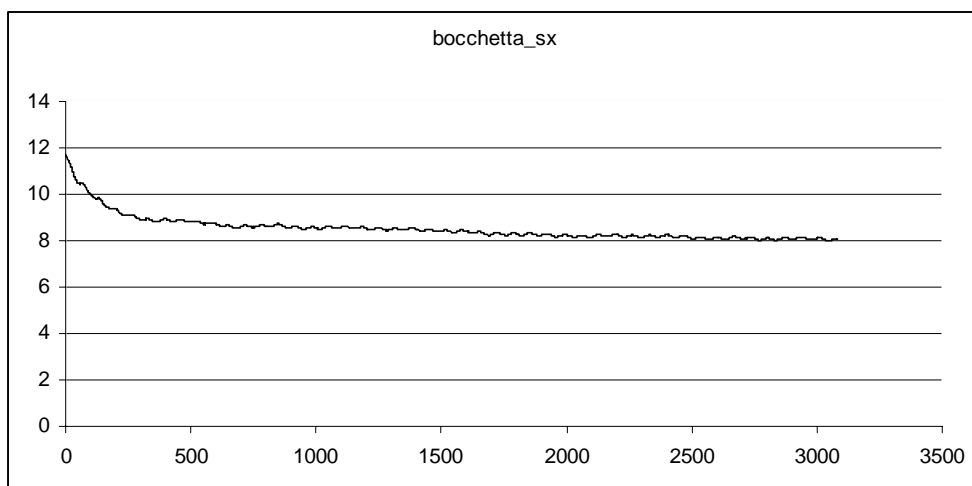


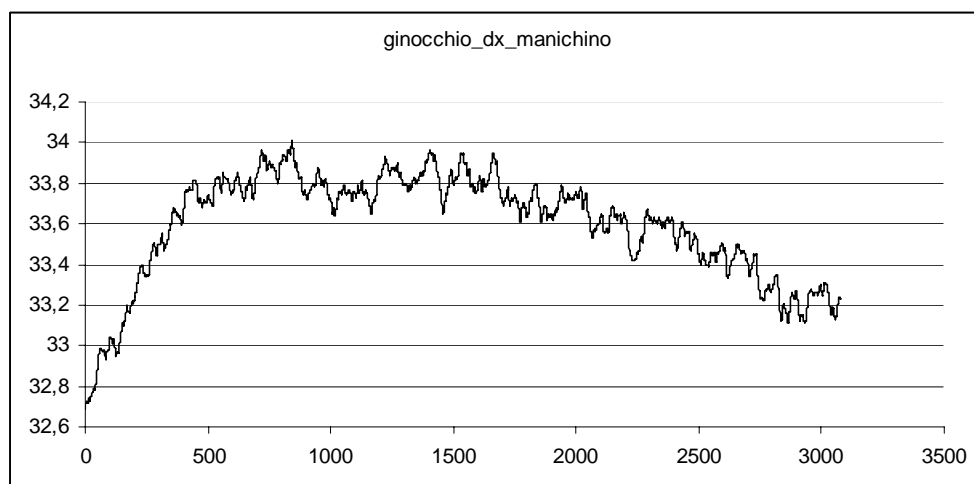
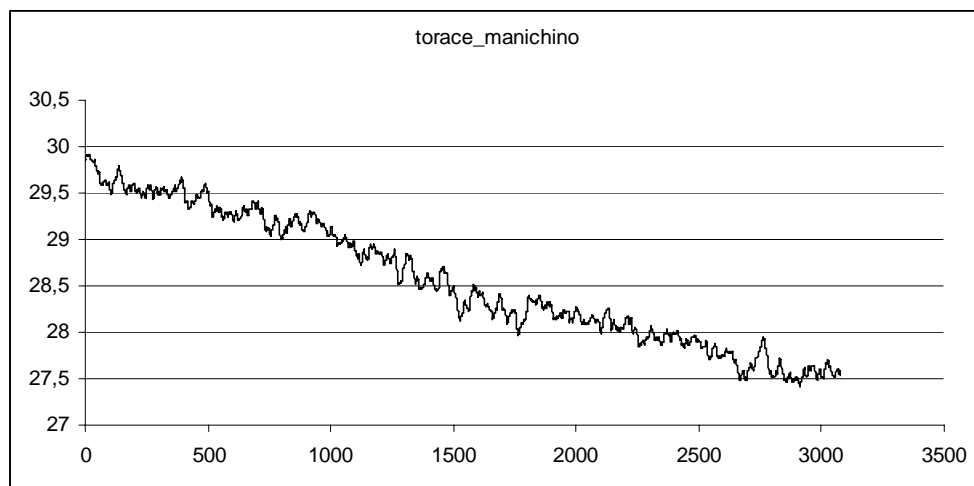
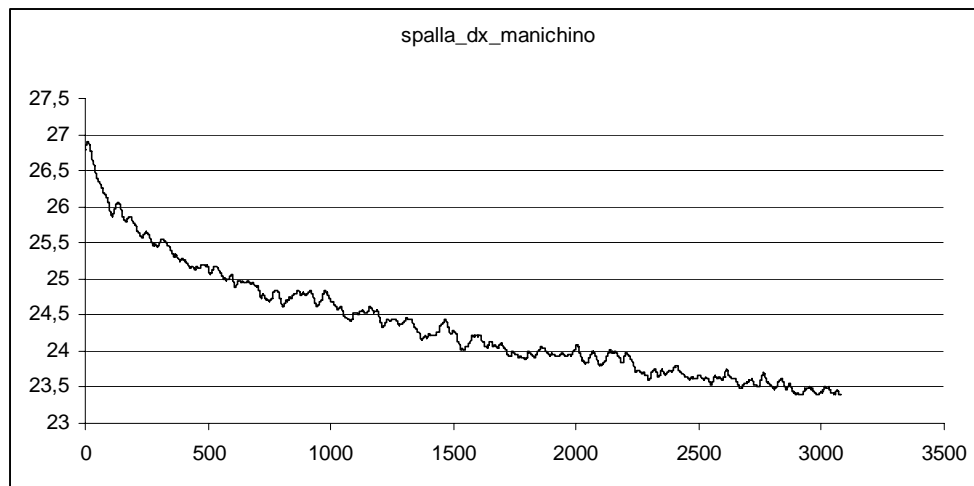
## **Appendice A:**

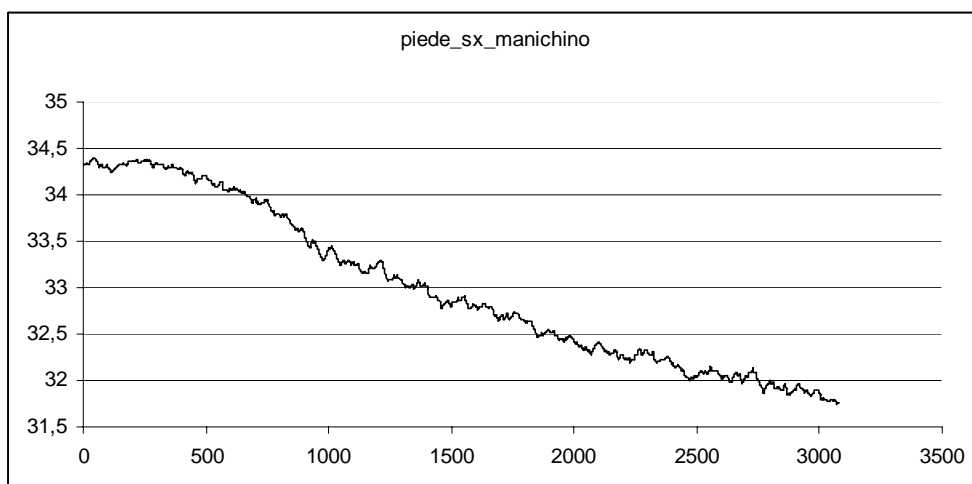
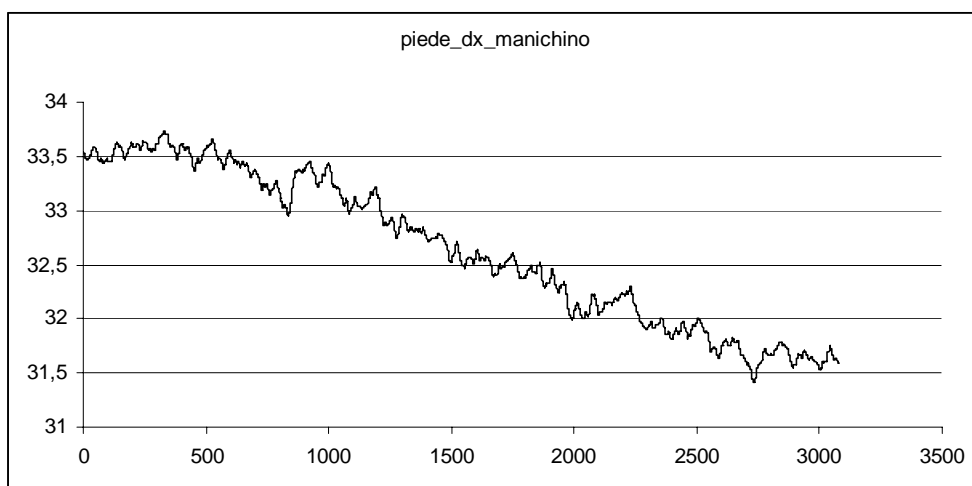
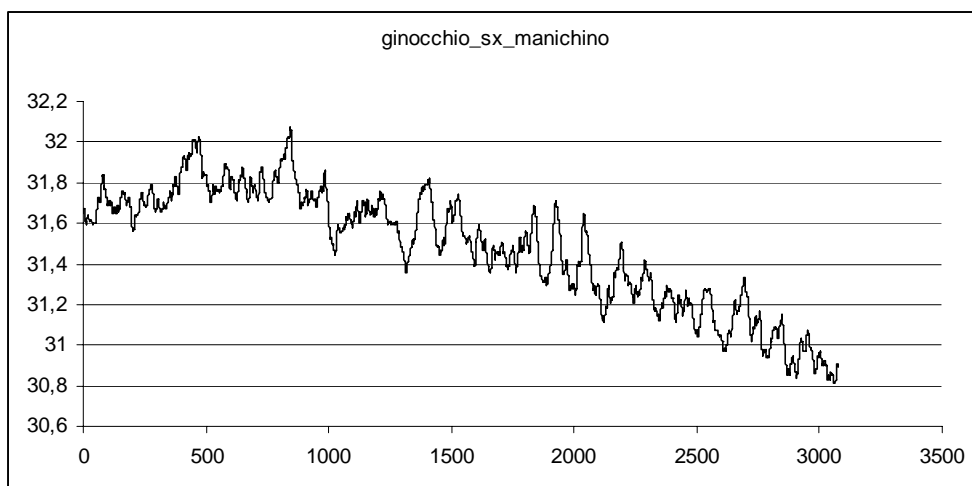
**Grafici dei valori di velocità e temperatura statica, ottenuti dal campionamento, al passare del tempo, nei punti di controllo, delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria Ferrari per la prova numero 1**

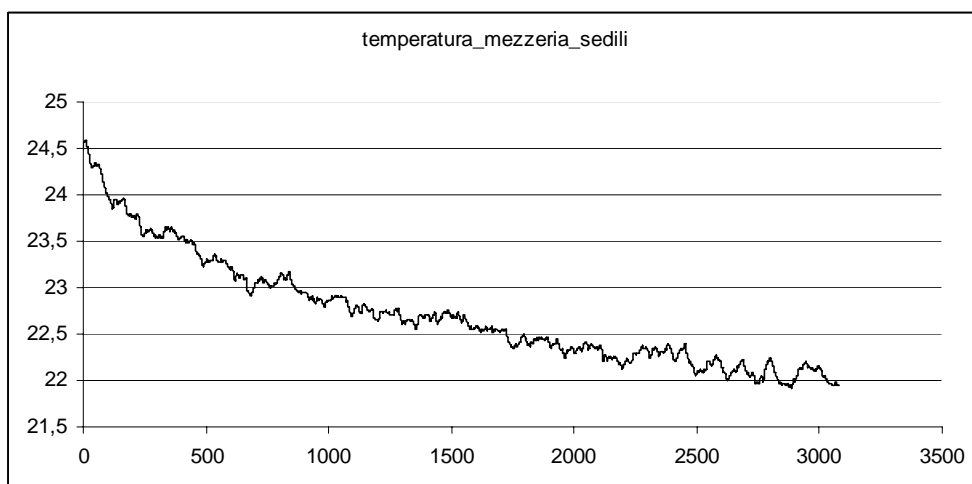
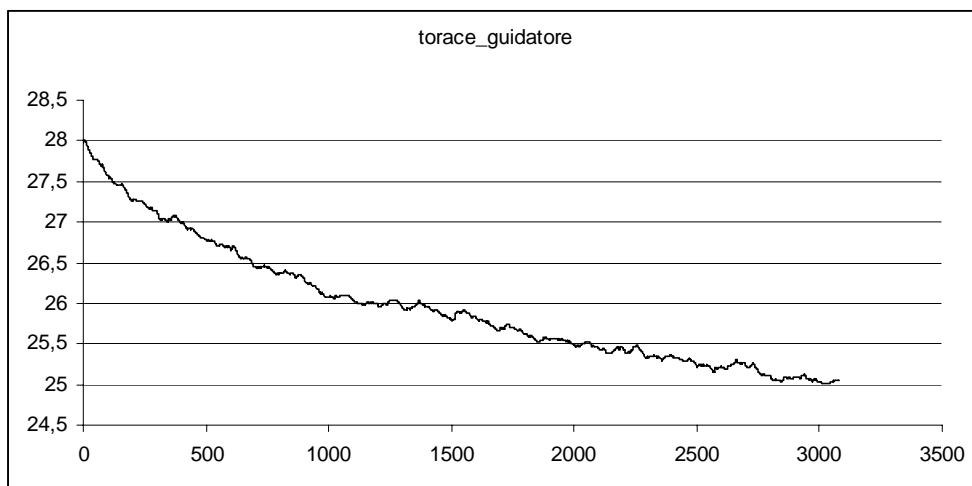
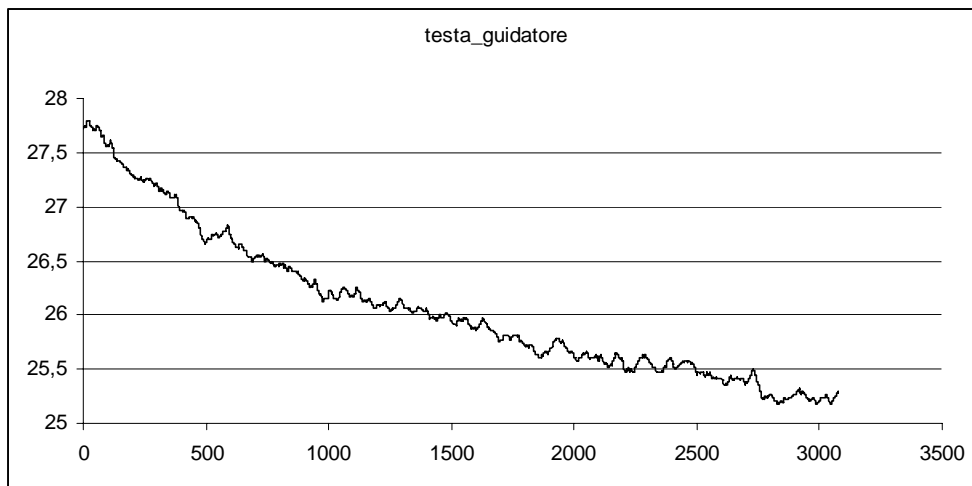
Ascisse : tempo secondi  
Ordinate : temperature °C



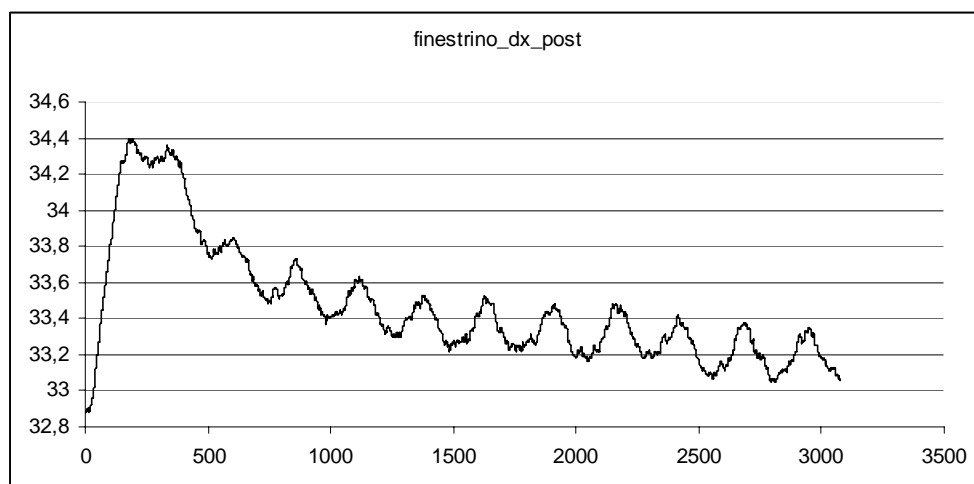
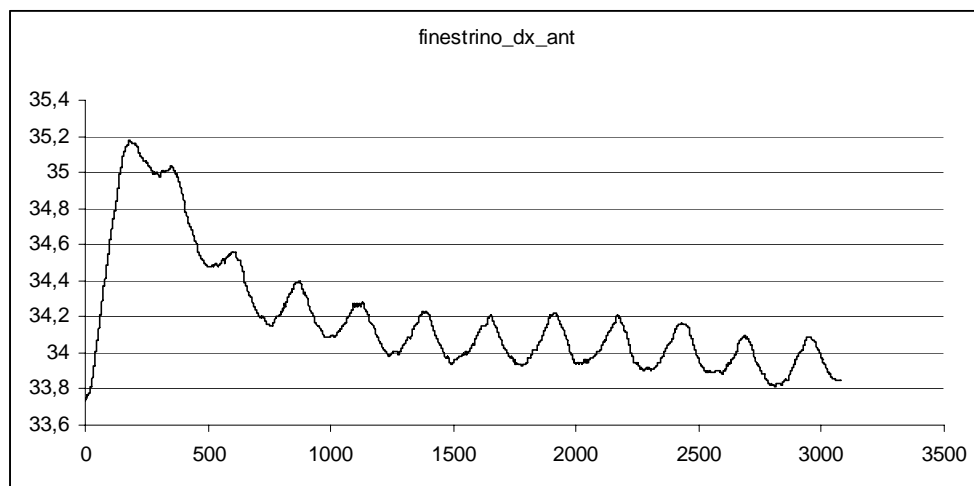
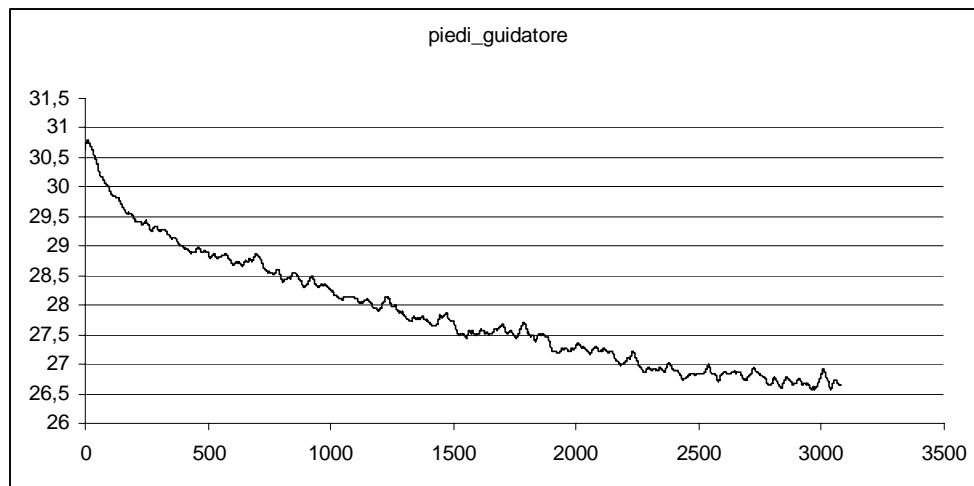


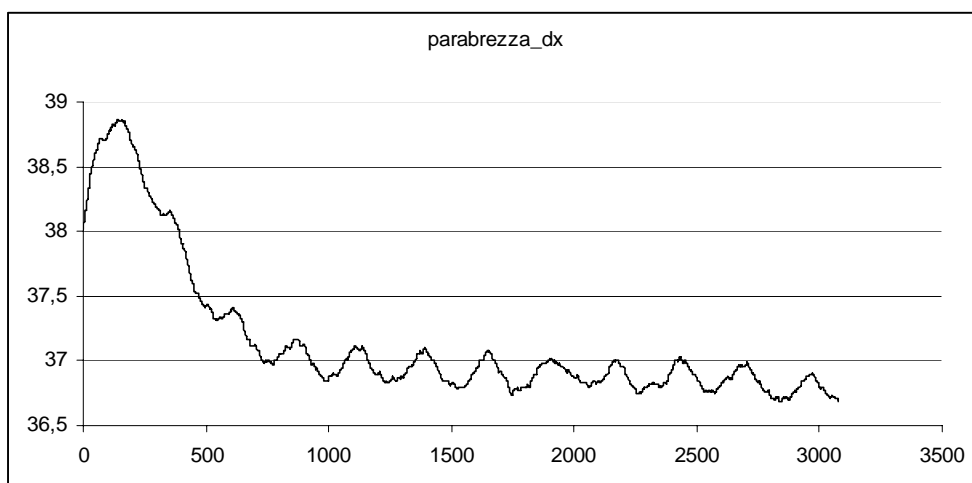
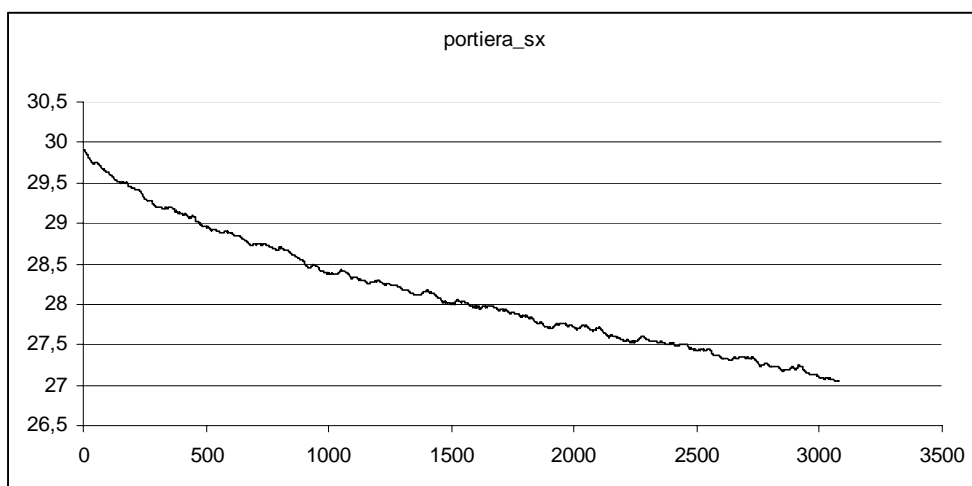
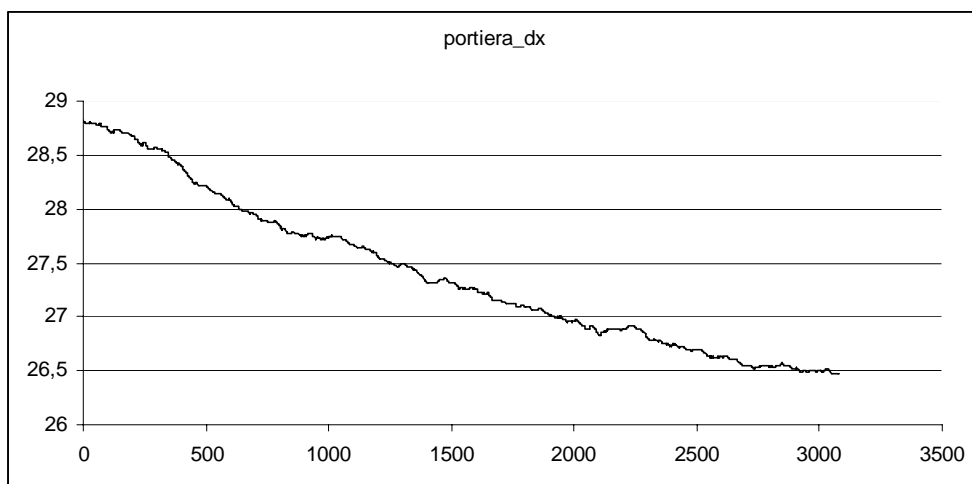


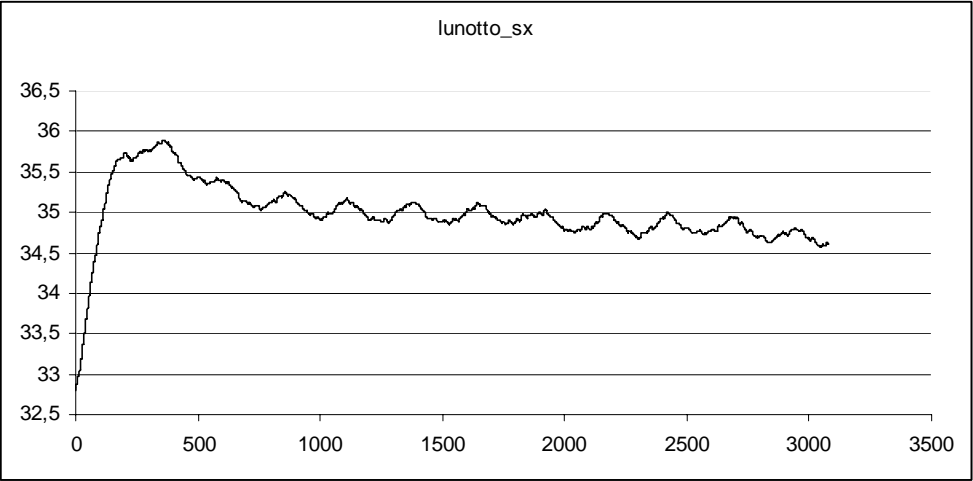
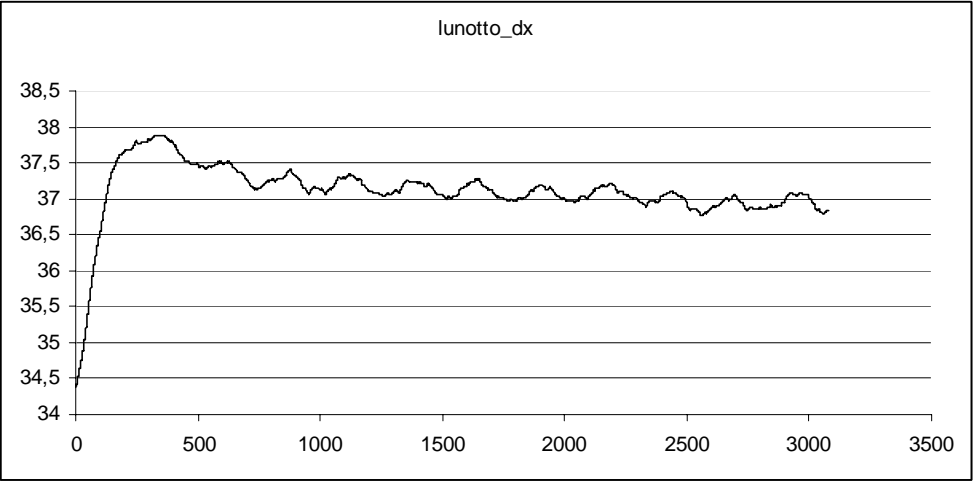
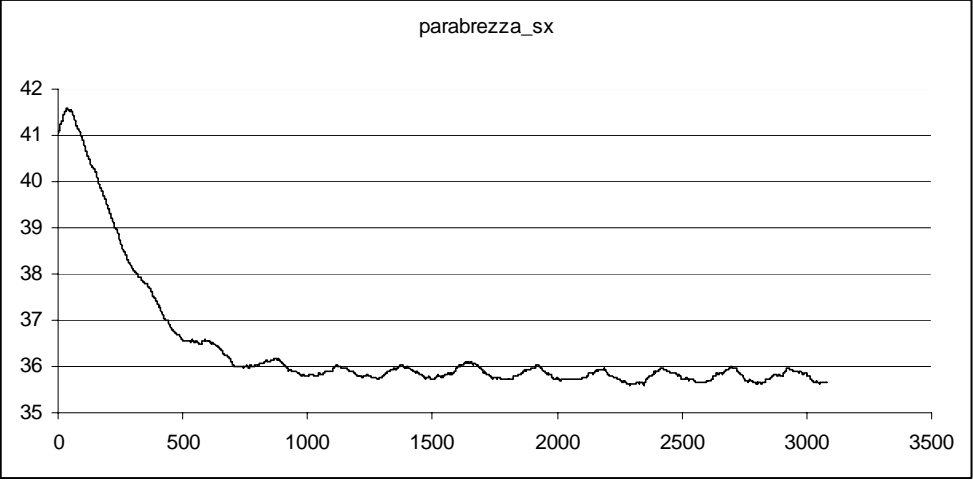


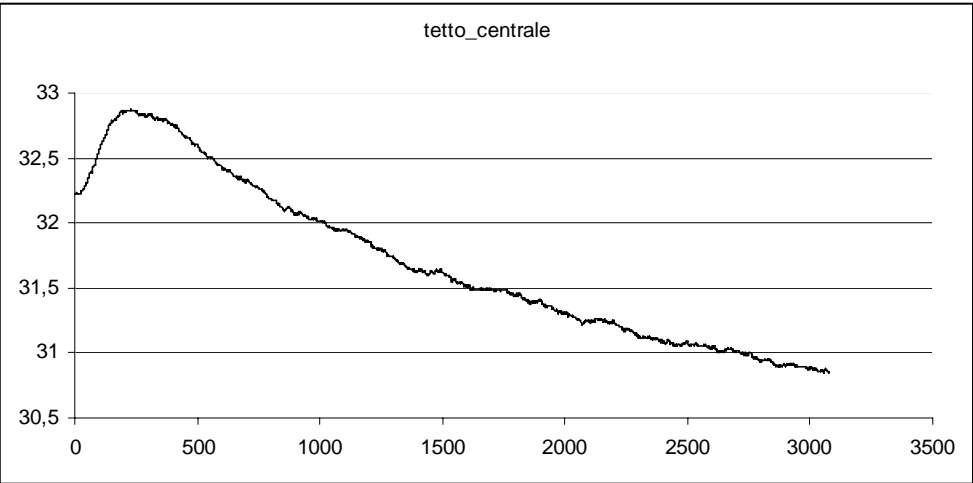
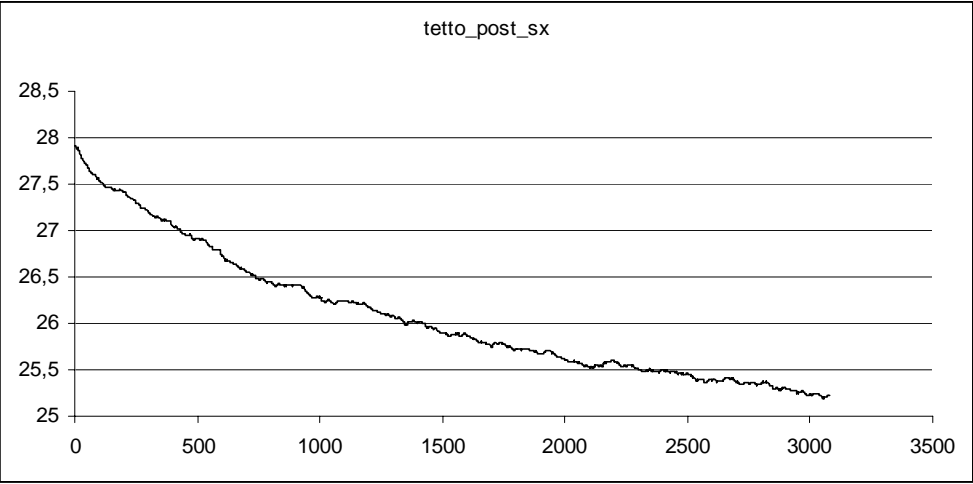
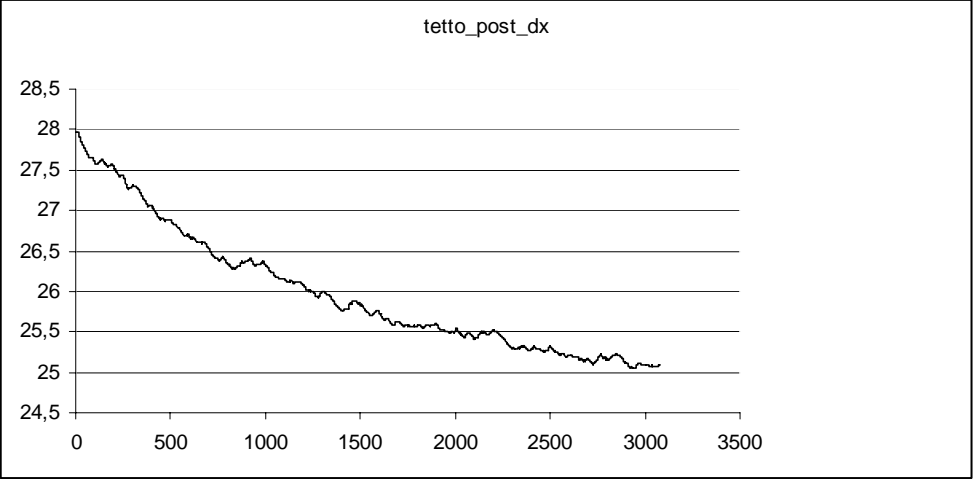


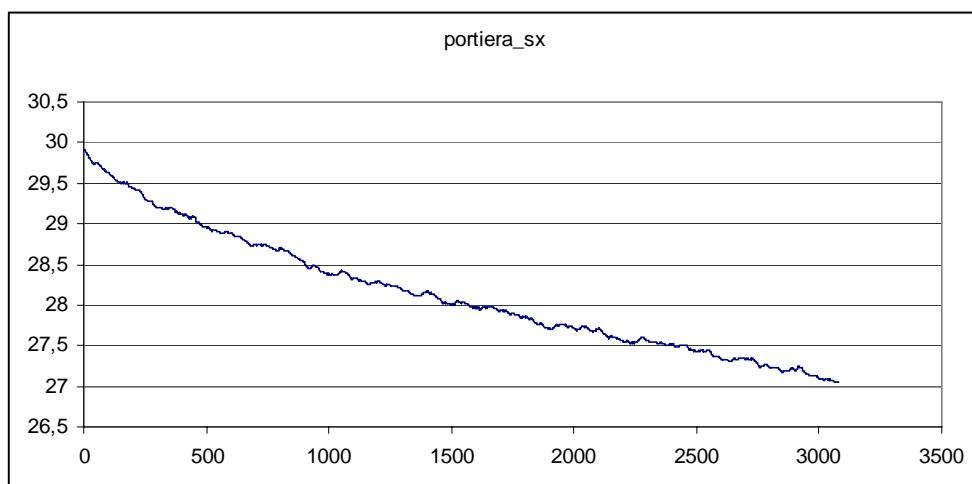
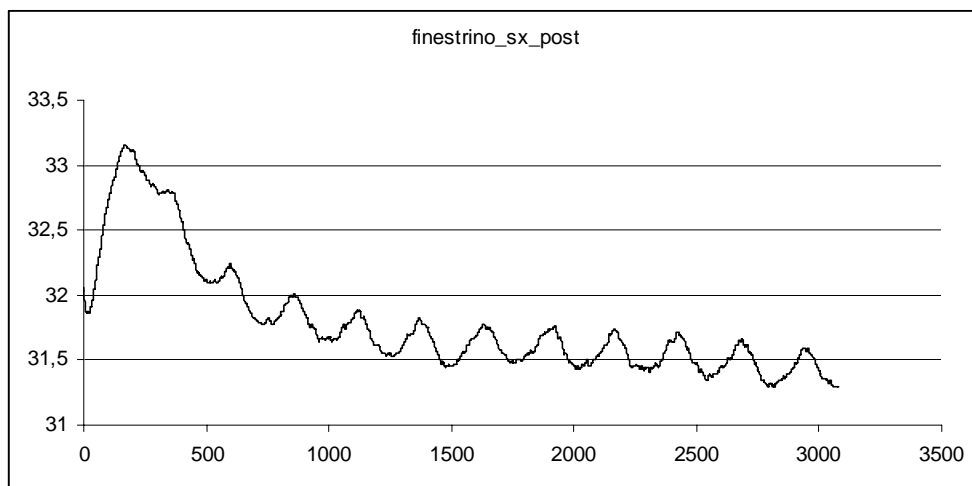
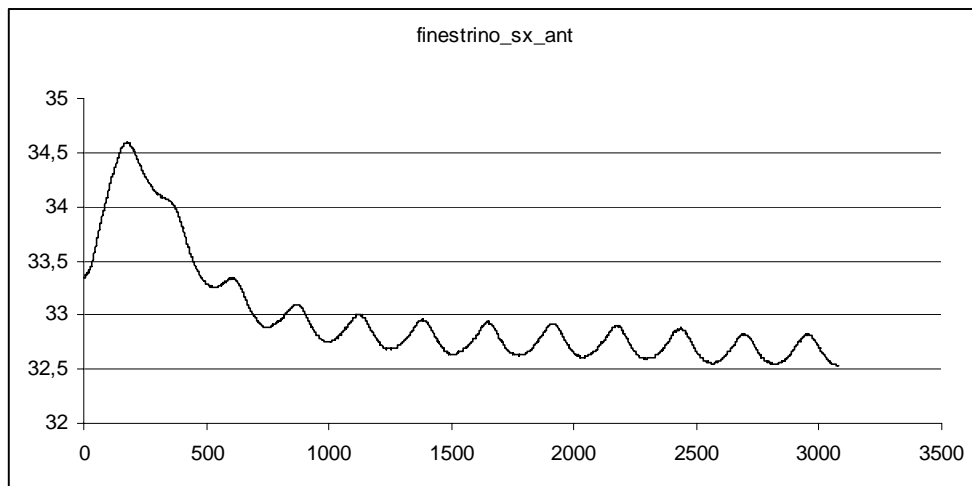












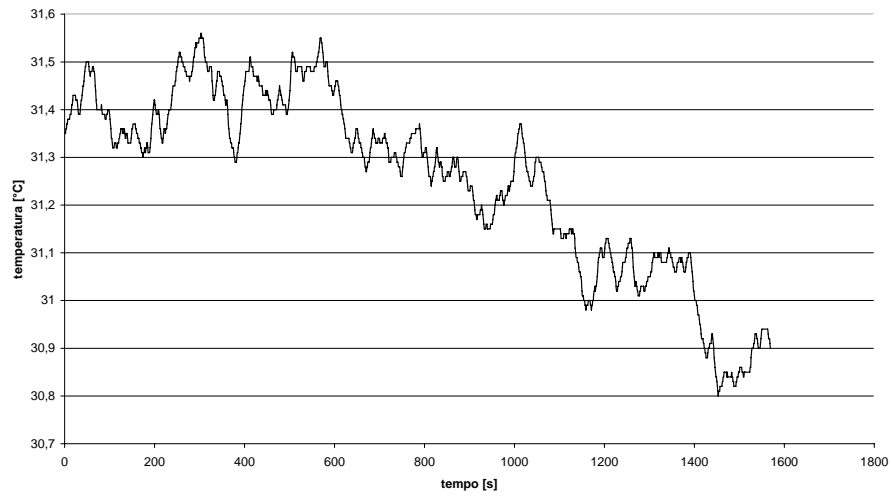
Ascisse : tempo secondi  
Ordinate : velocità m/s



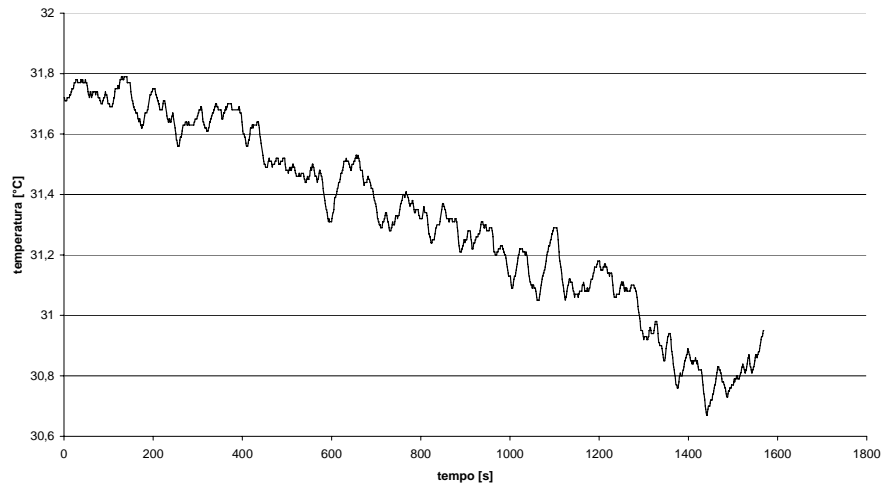
## **Appendice B:**

**Grafici dei valori di temperatura statica, ottenuti dal campionamento,  
al passare del tempo, nei punti di controllo,  
delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria  
Ferrari per la prova numero 2**

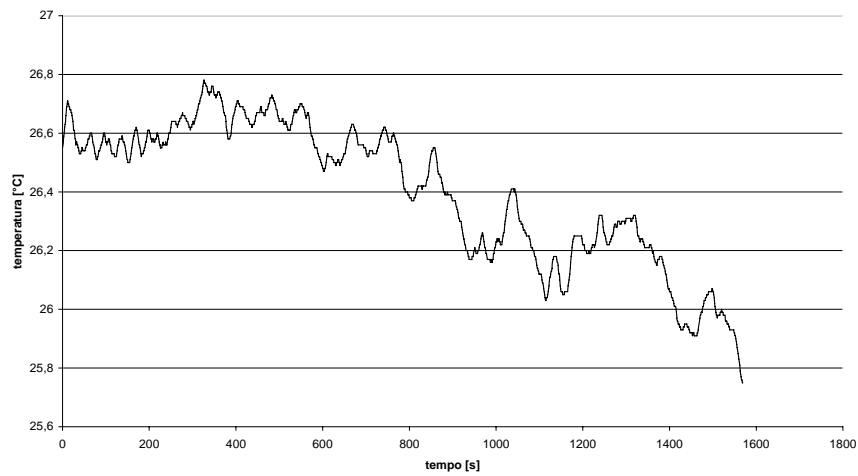
**piede dx passeggero**



**piede sx passeggero**

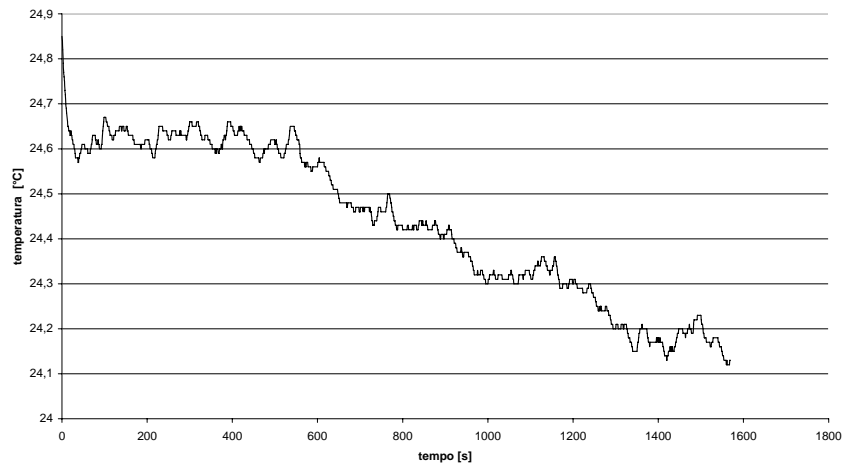


**pedi guidatore**

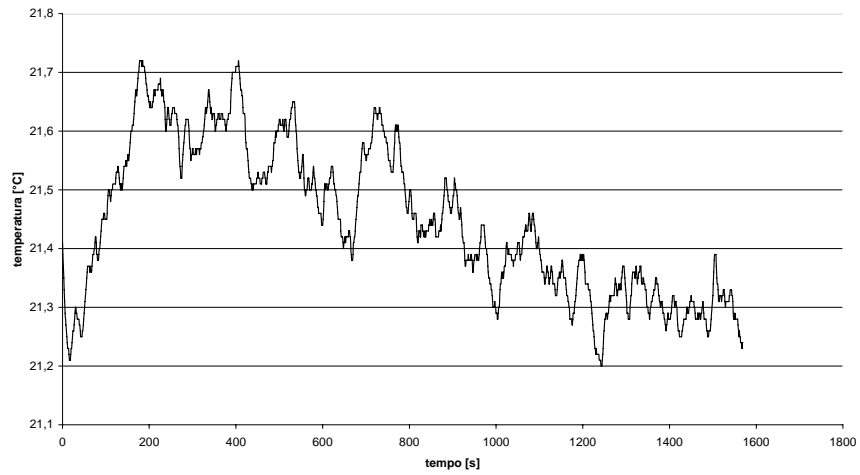




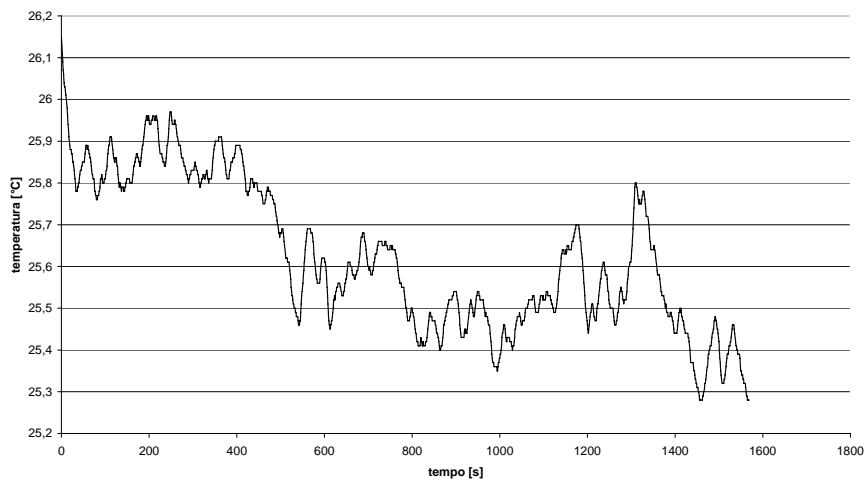
torace guidatore



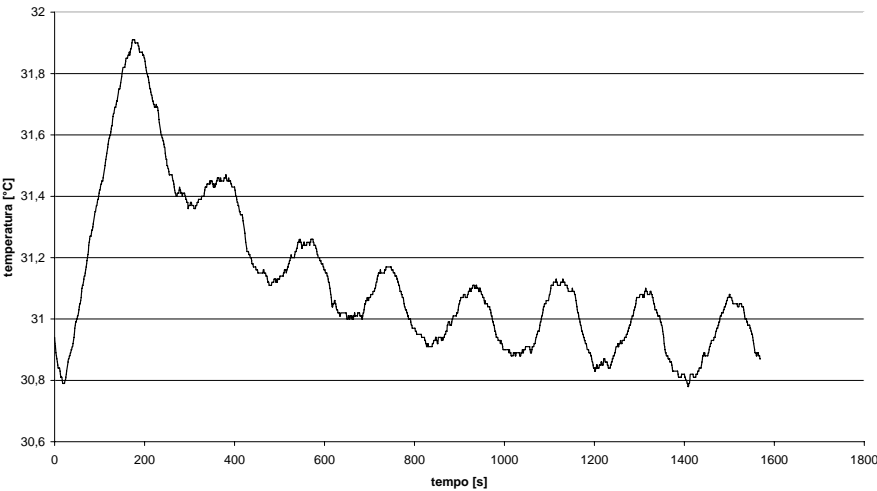
Temperatura mezzeria sedili



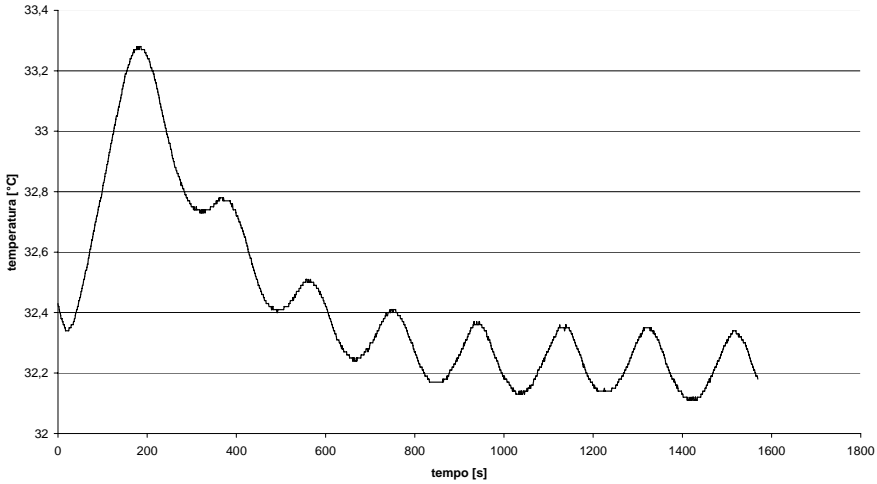
Testapasseggero



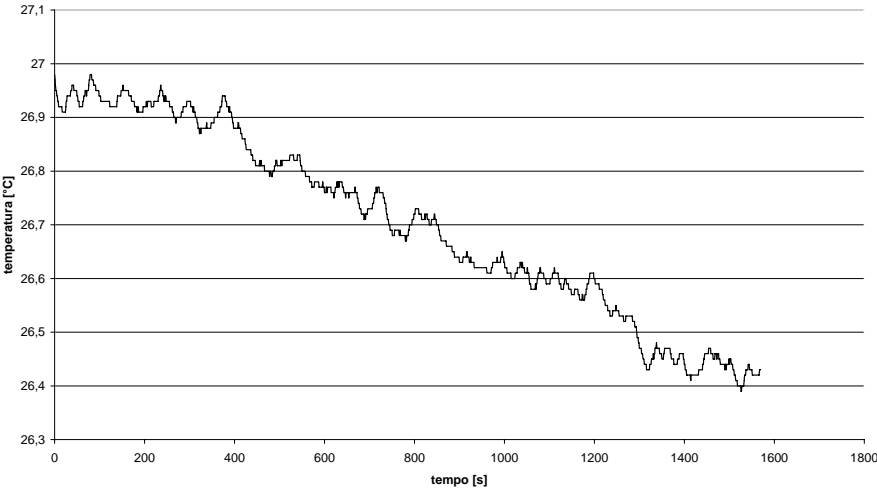
finestrino posteriore sx



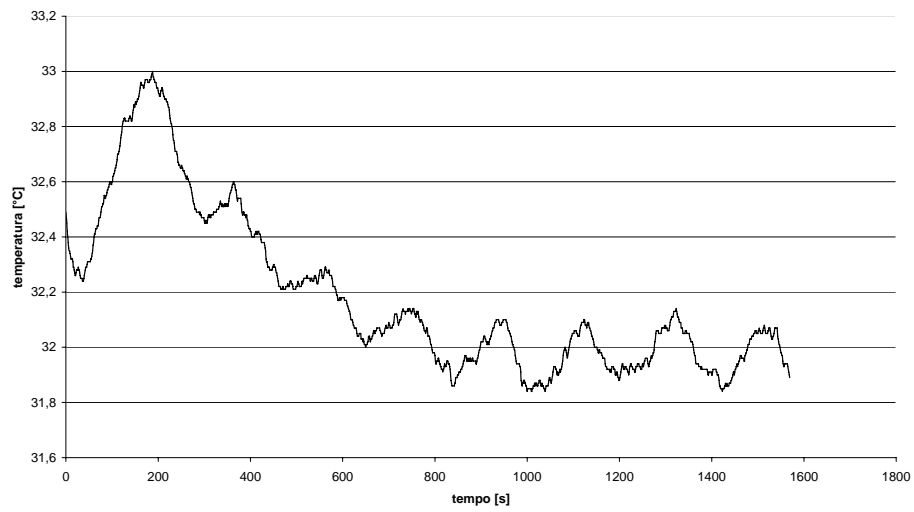
finestrino anteriore sx



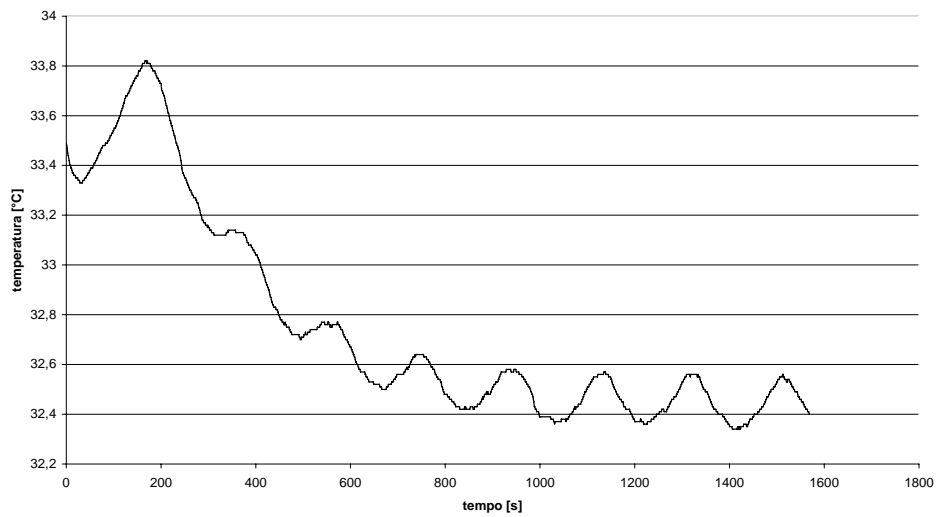
portiera sx



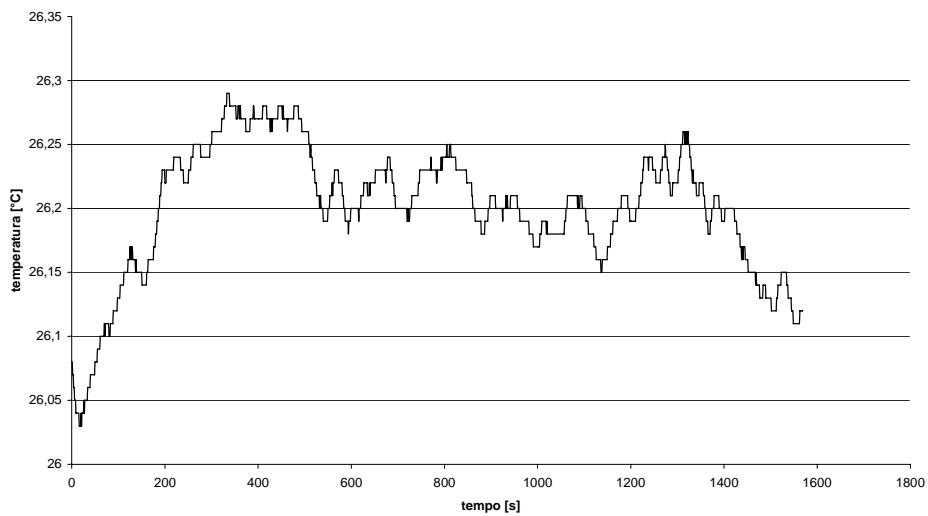
finestrino posteriore dx

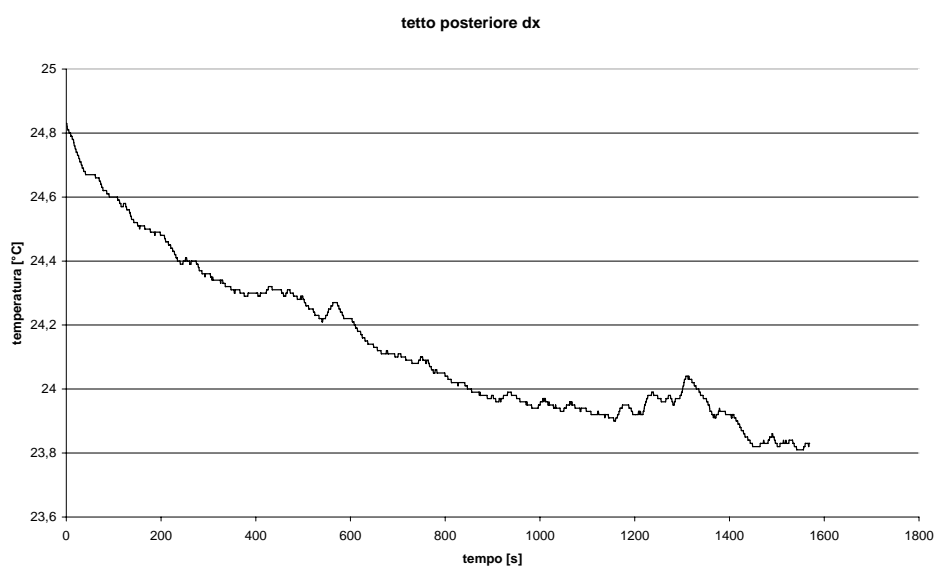
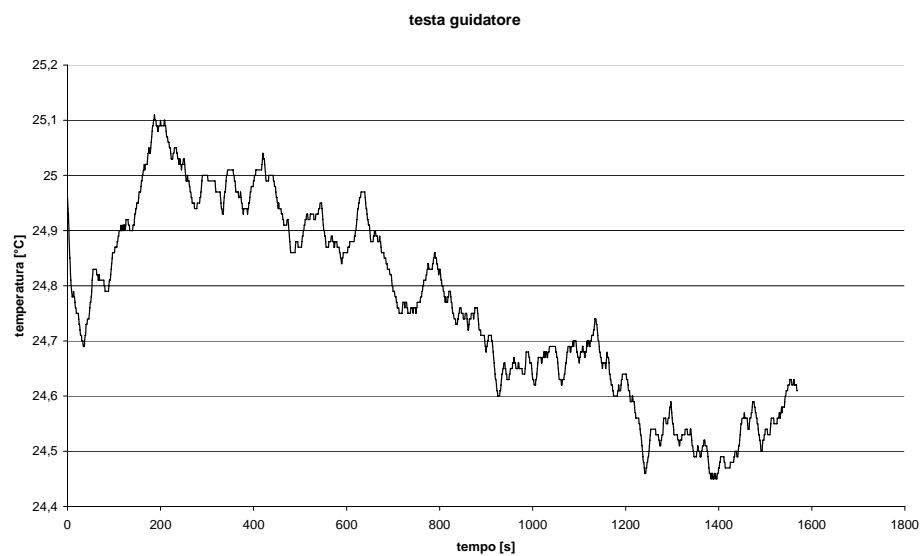
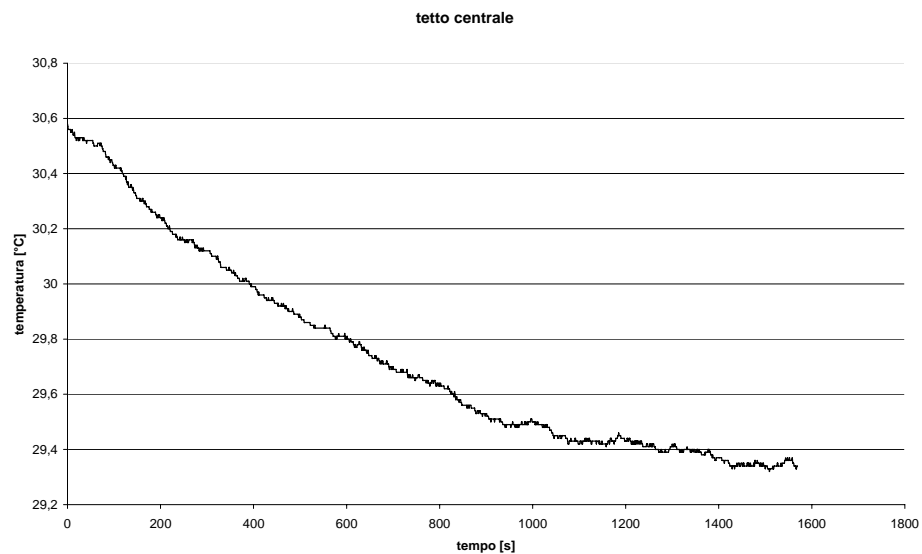


finestrino anteriore dx

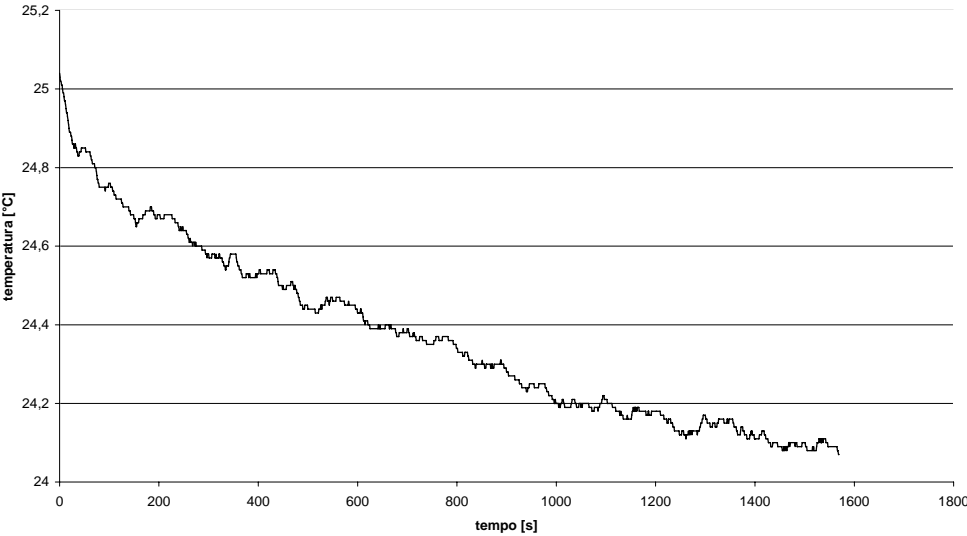


portiera dx

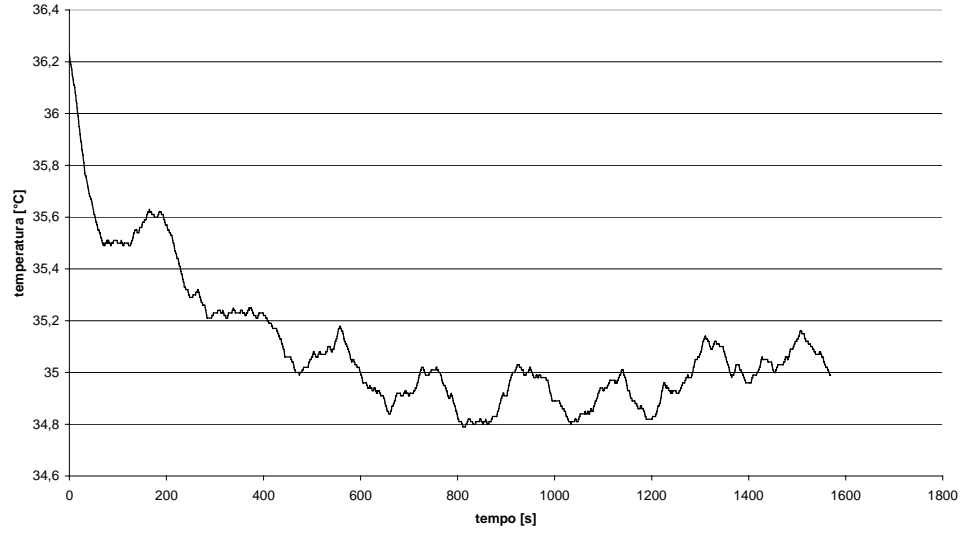




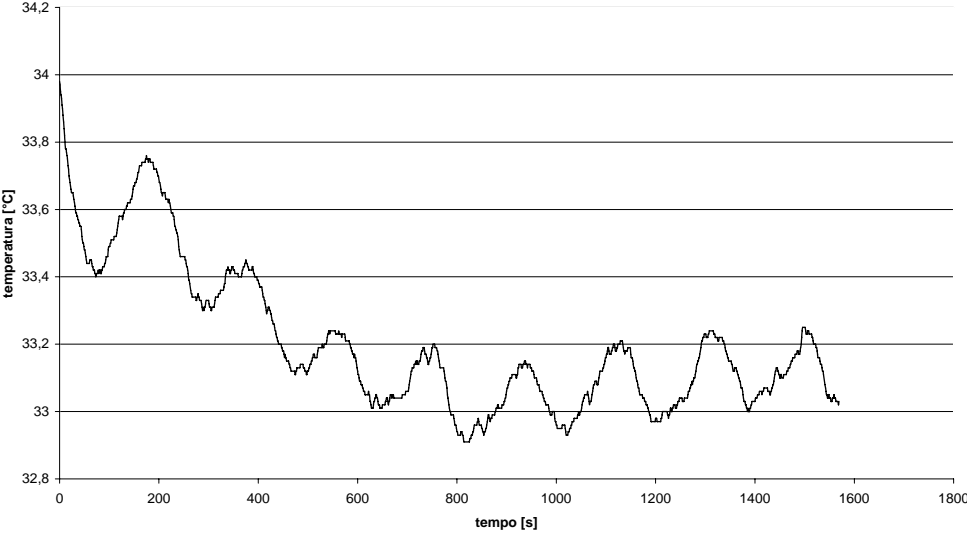
tetto posteriore sx



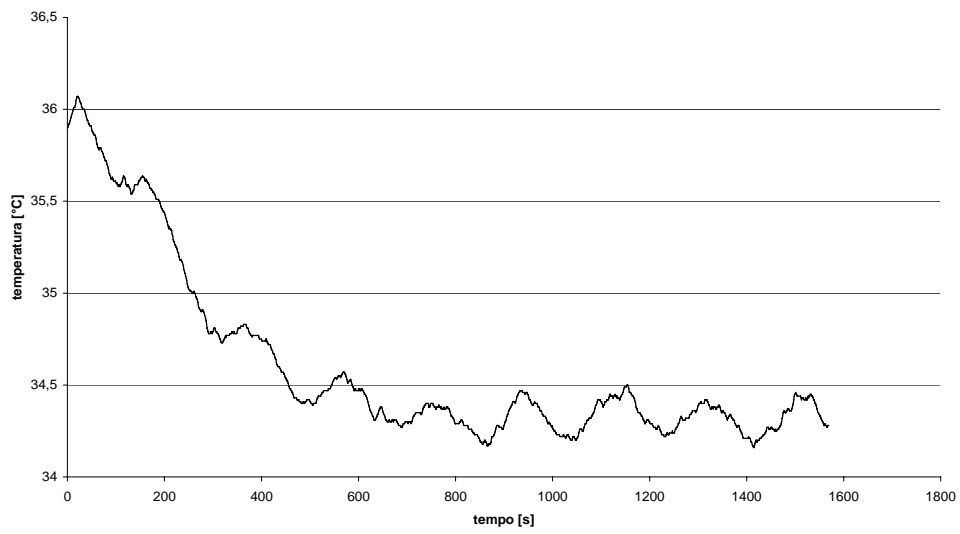
lunotto dx



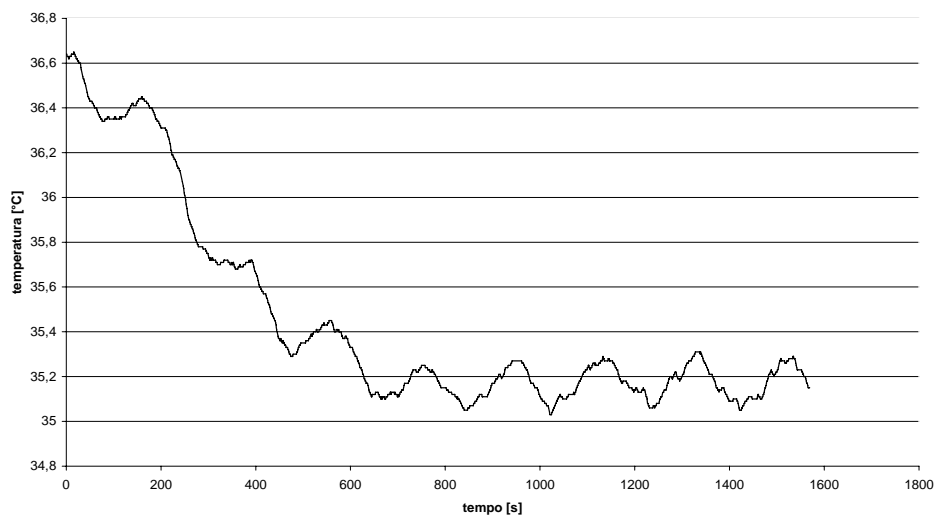
lunotto sx



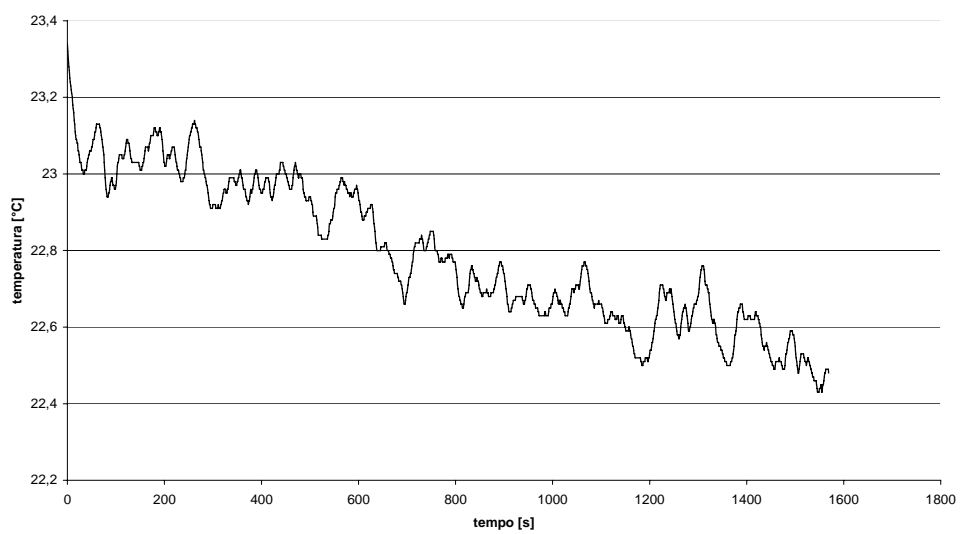
parabrezza sx



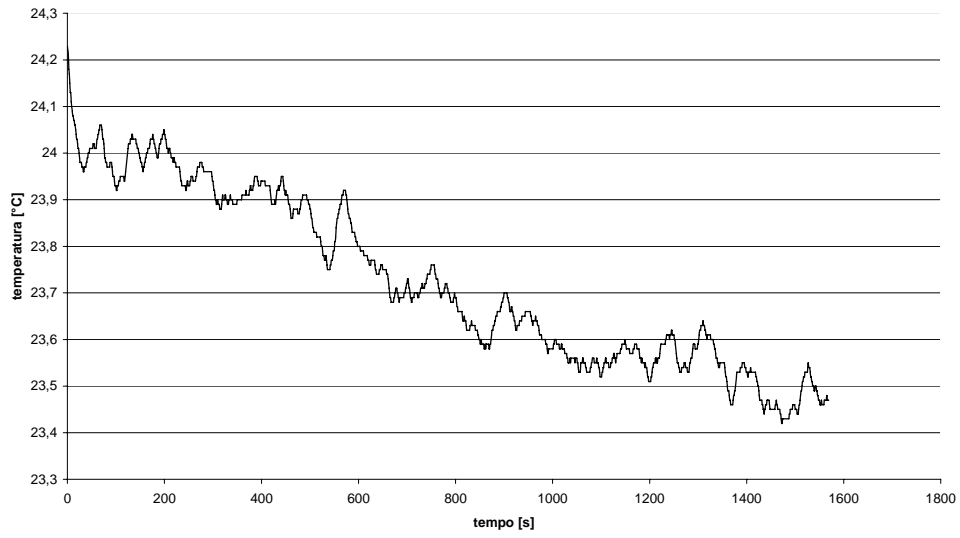
parabrezza dx



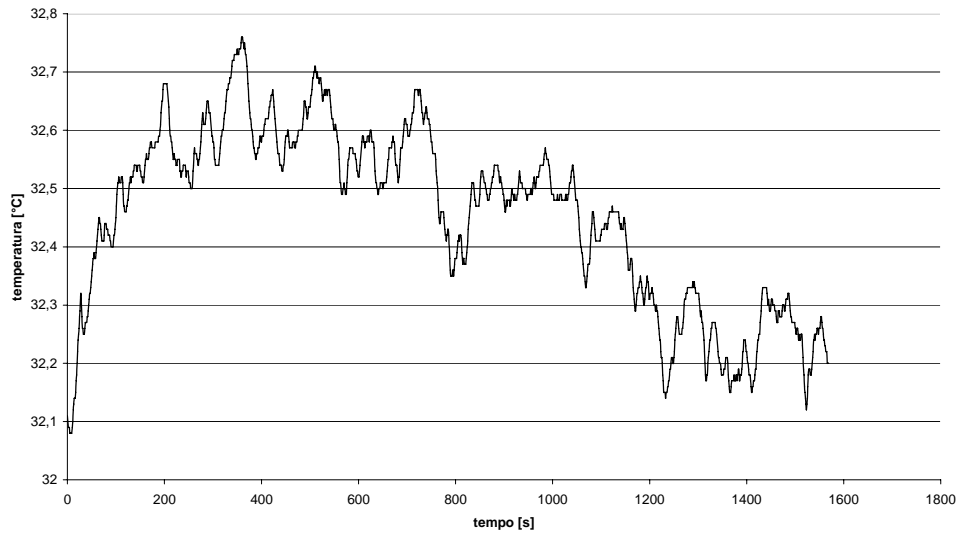
spalla dx passeggero



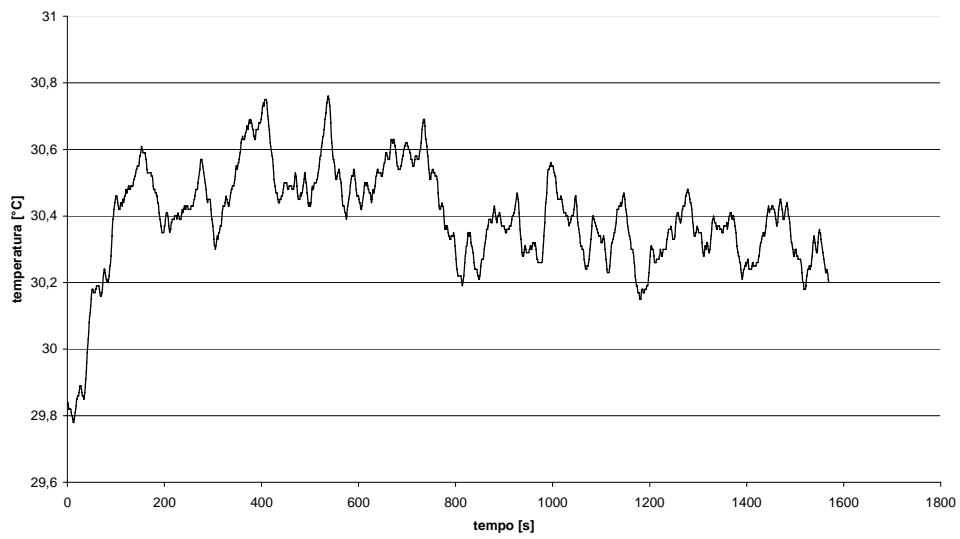
spalla sx passeggero



ginocchio ginocchio dx passeggero



ginocchio sx passeggero

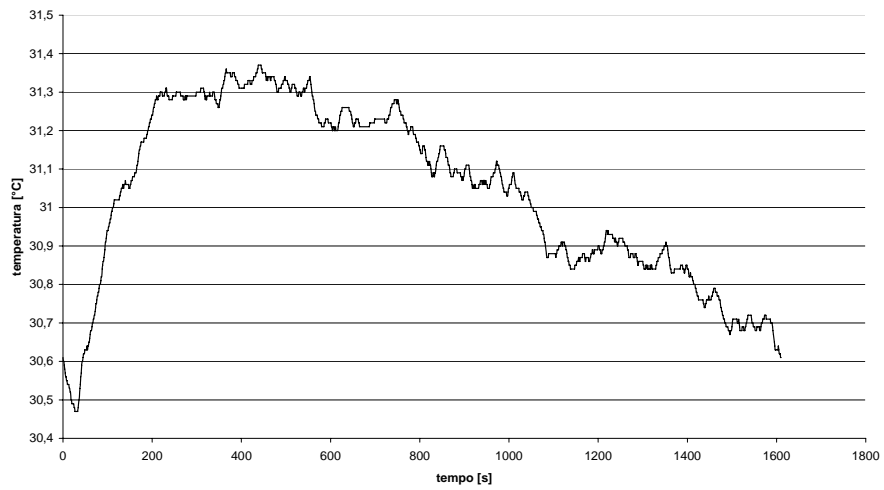


## **Appendice C:**

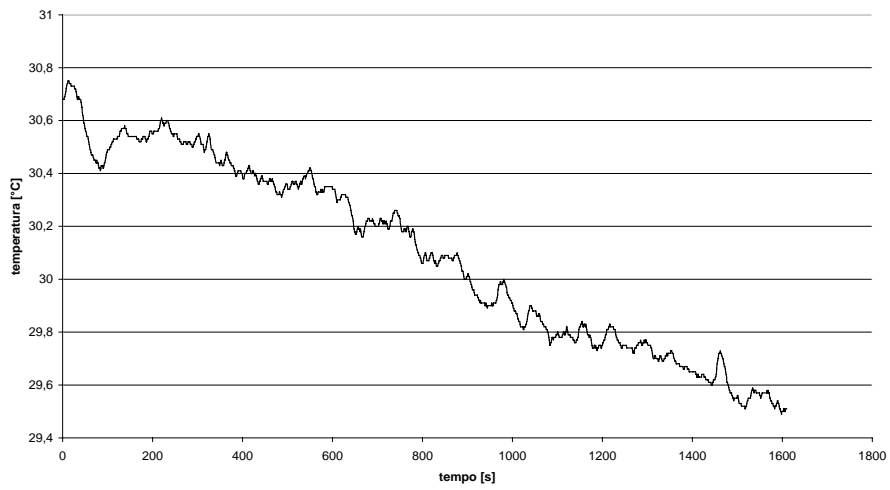
**Grafici dei valori di temperatura statica, ottenuti dal campionamento,  
al passare del tempo, nei punti di controllo,  
delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria  
Ferrari per la prova numero 3**



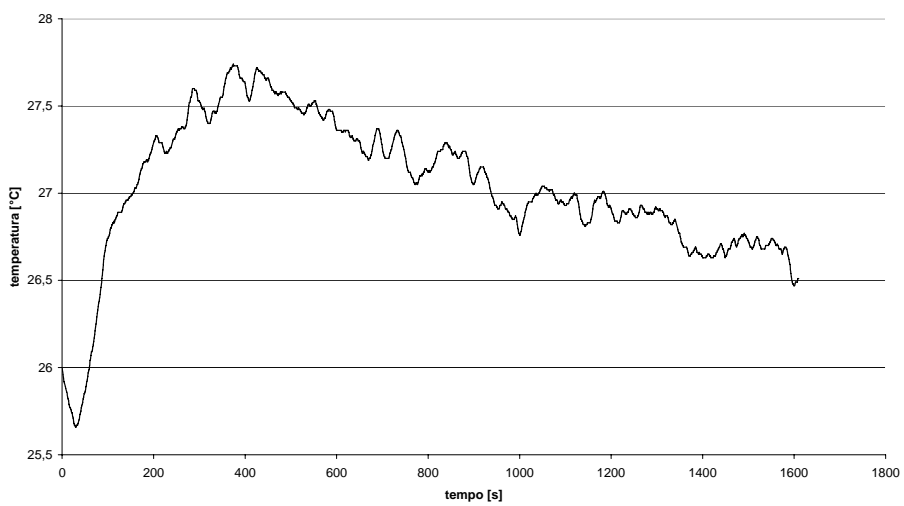
**piede dx passeggero**



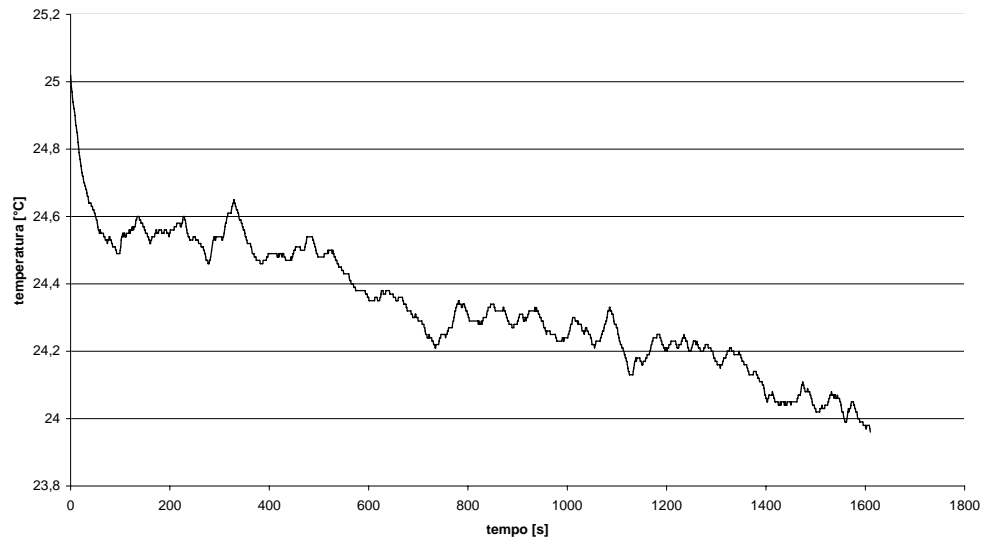
**piede sx passeggero**



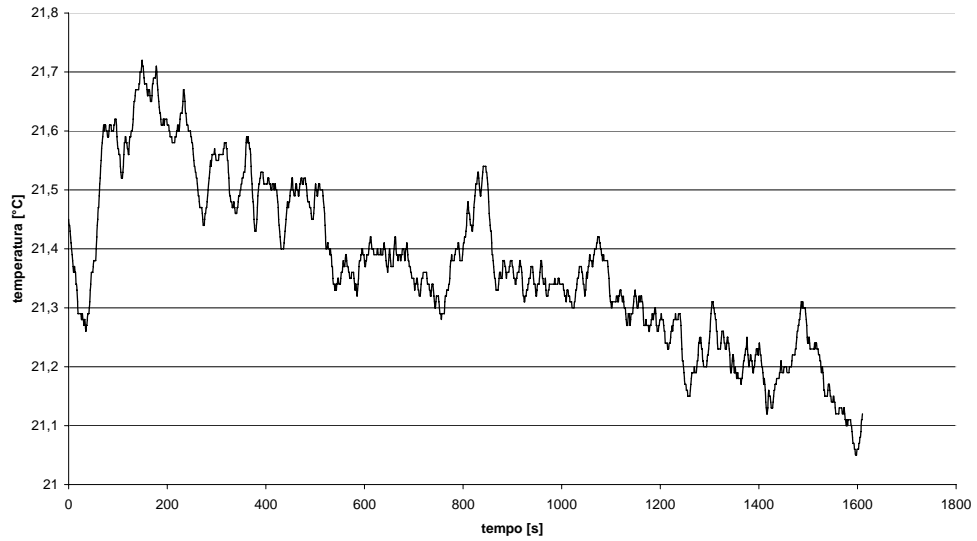
**piedi guidatore**



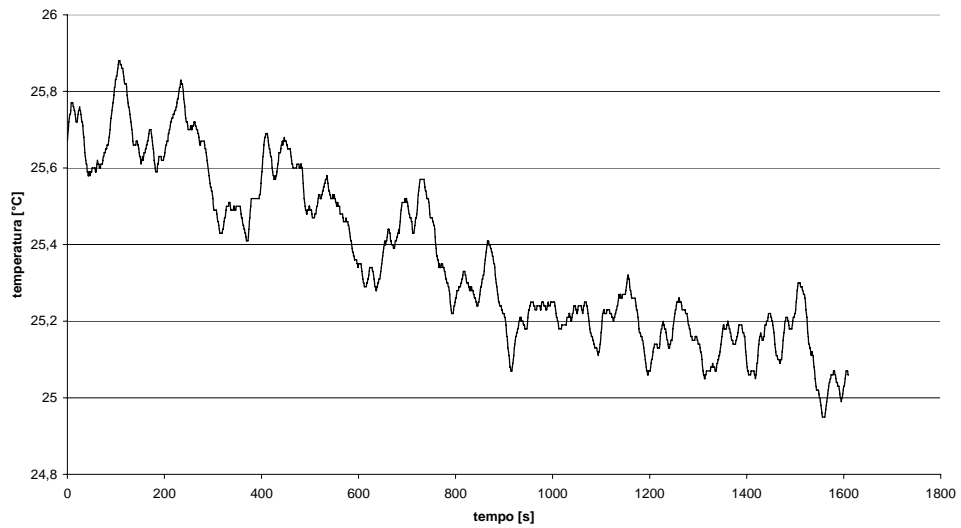
**torace guidatore**



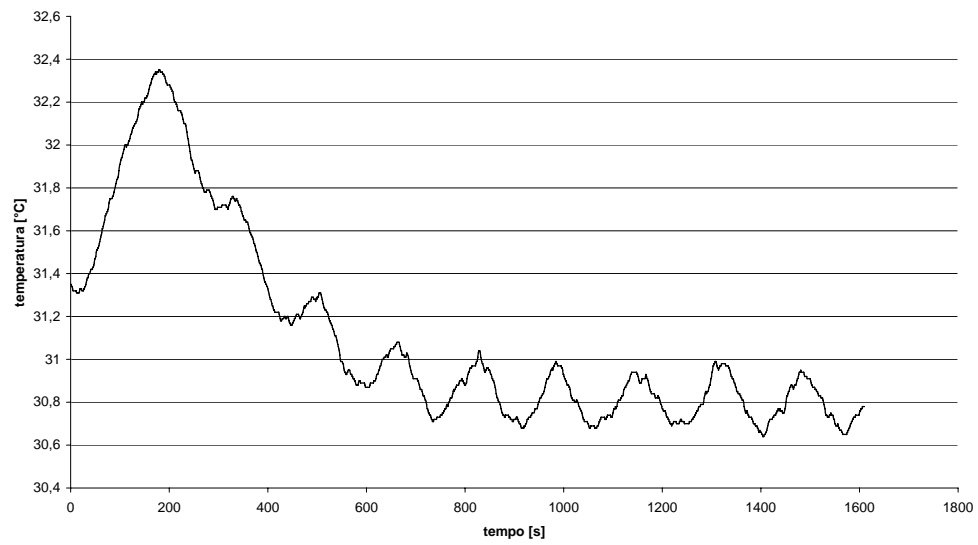
**Temperatura mezzeria sedili**



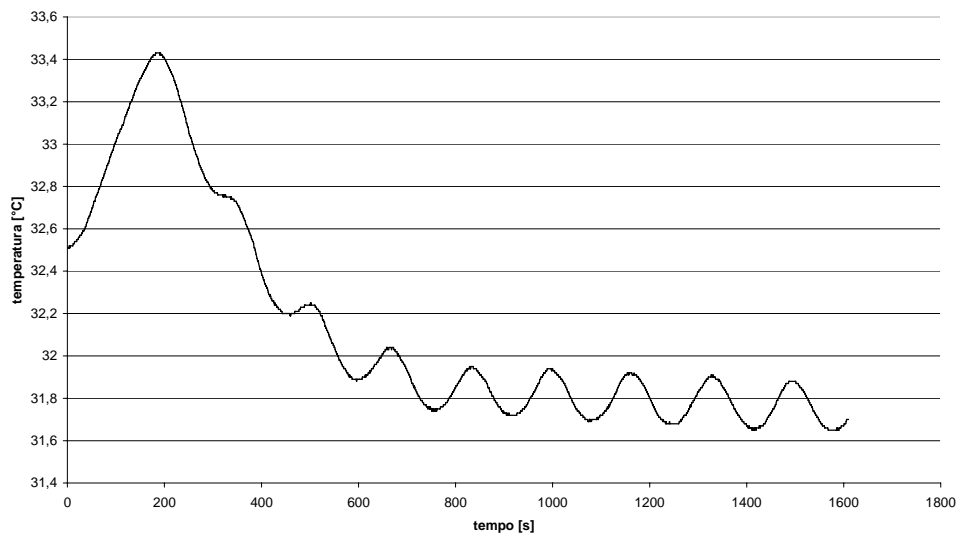
**Testa passeggero**



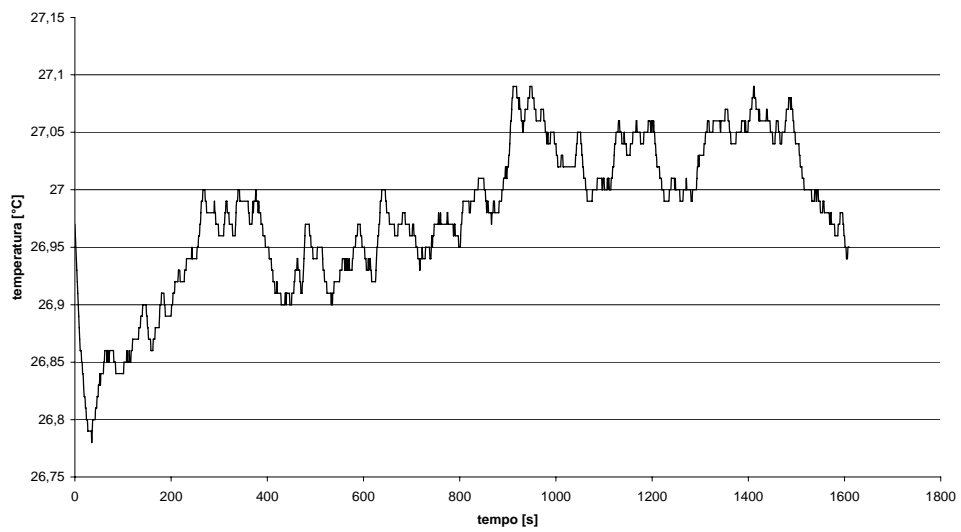
finestrino posteriore sx



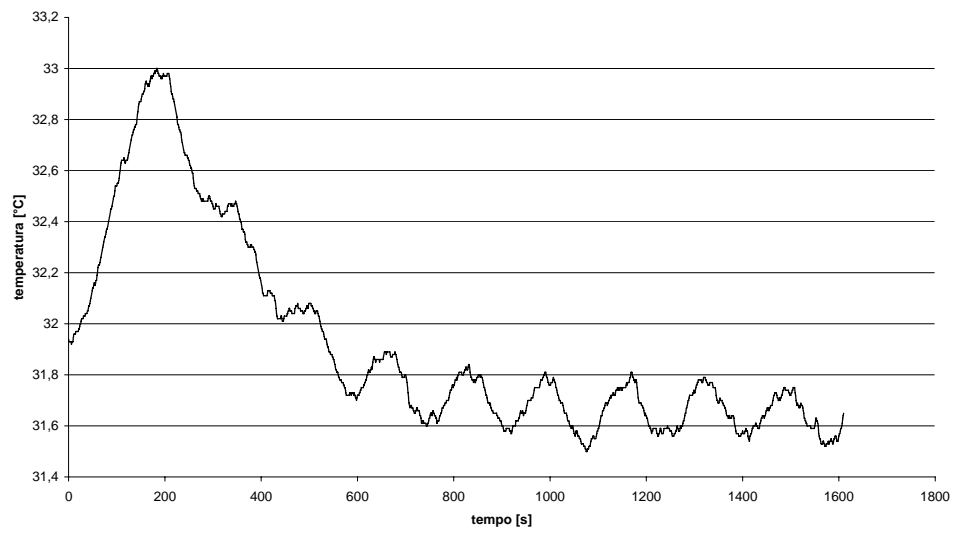
finestrino anteriore sx



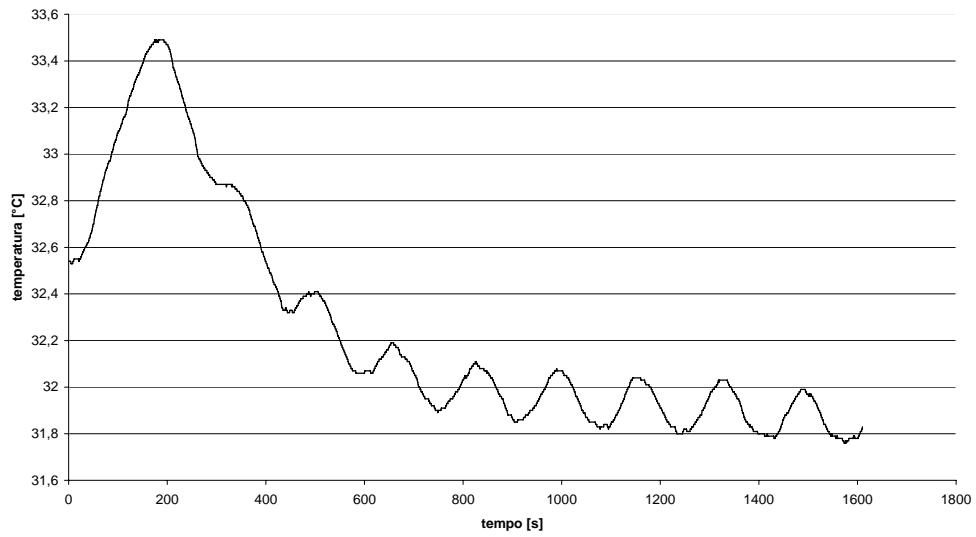
portiera sx



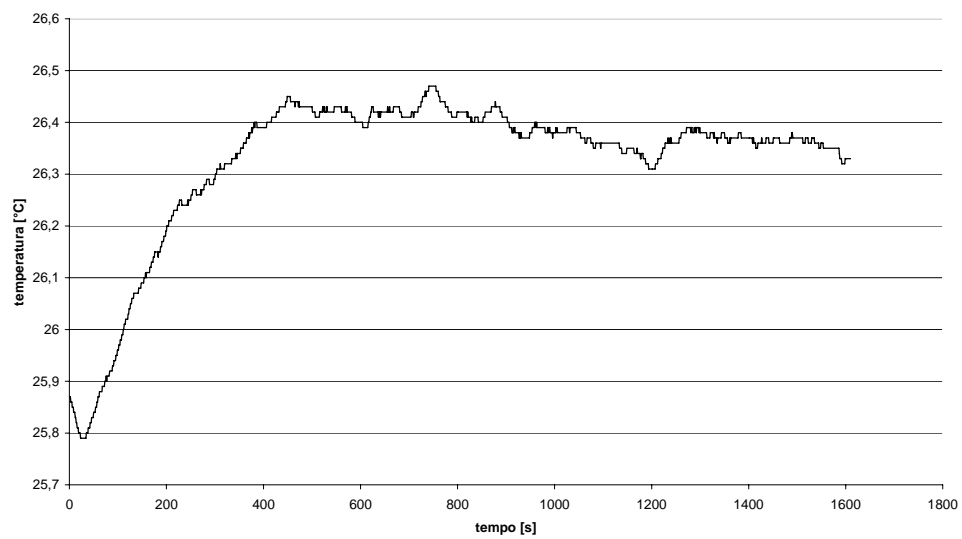
finestrino posteriore dx



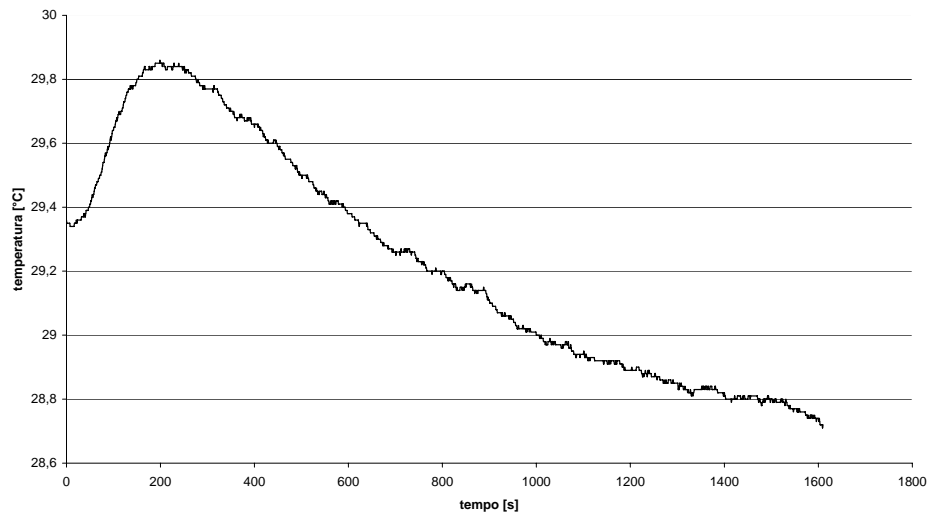
finestrino anteriore dx



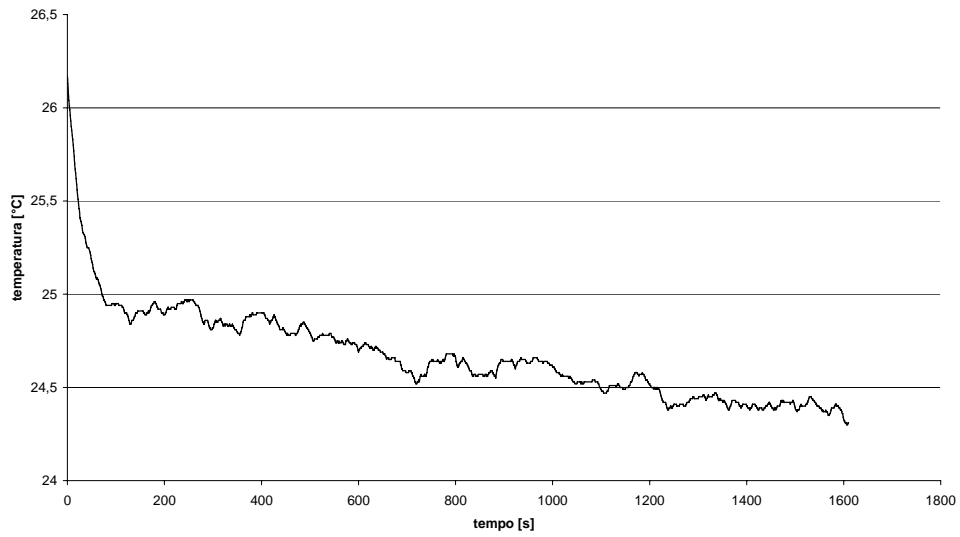
portiera dx



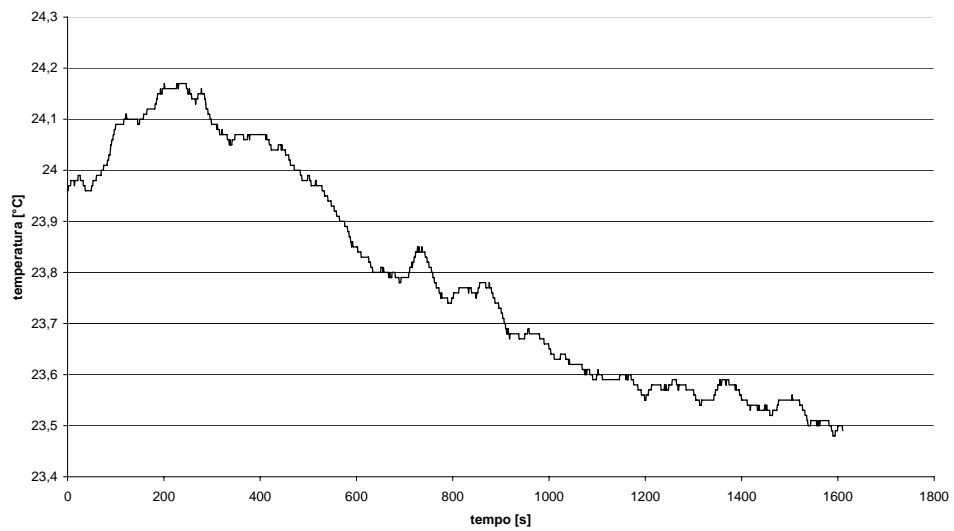
tetto centrale



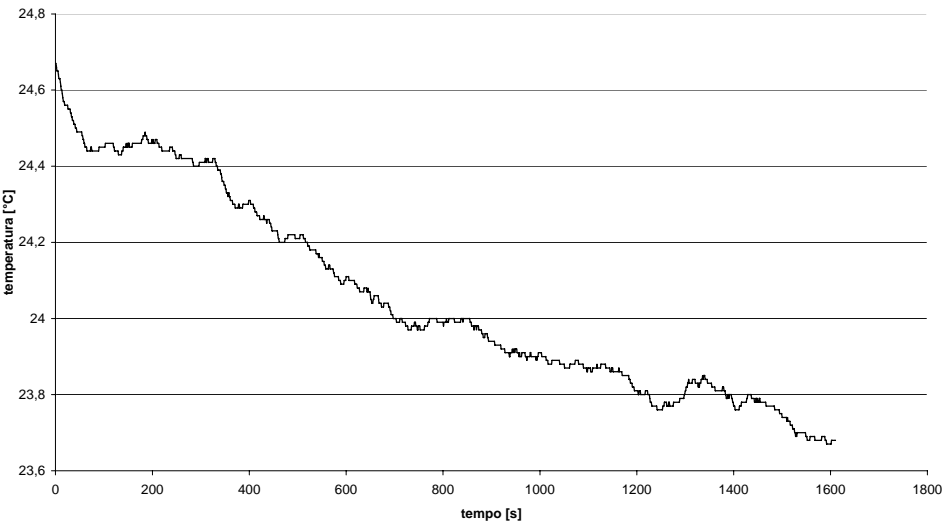
testa guidatore



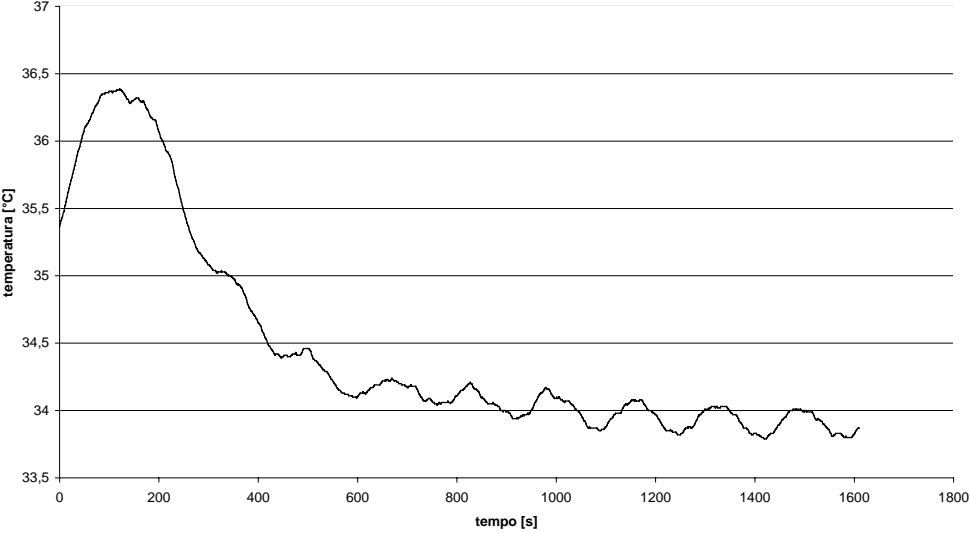
tetto posteriore dx



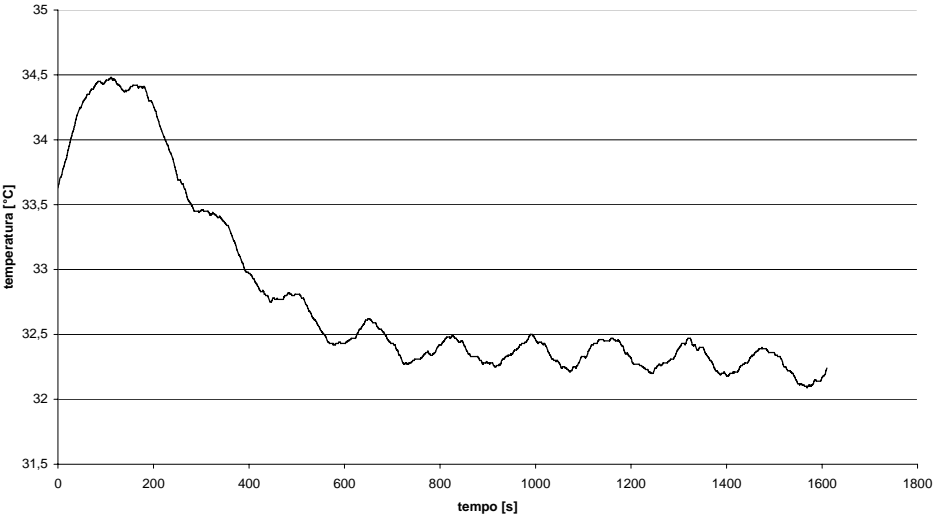
tetto posteriore sx



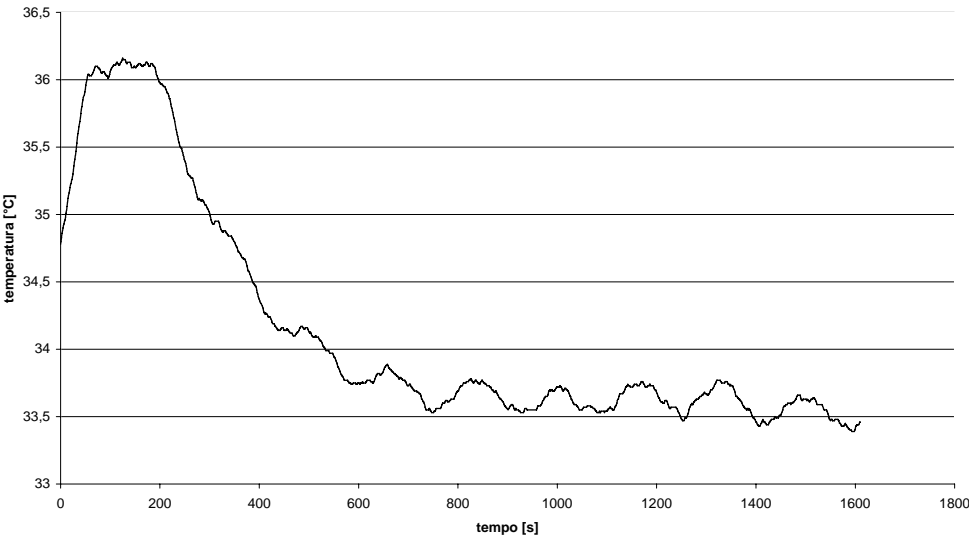
lunotto dx



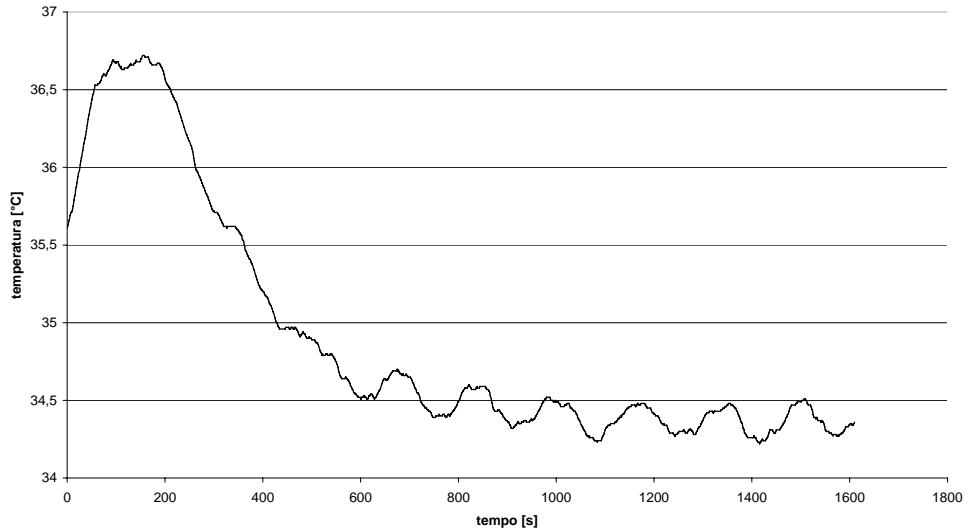
lunotto sx



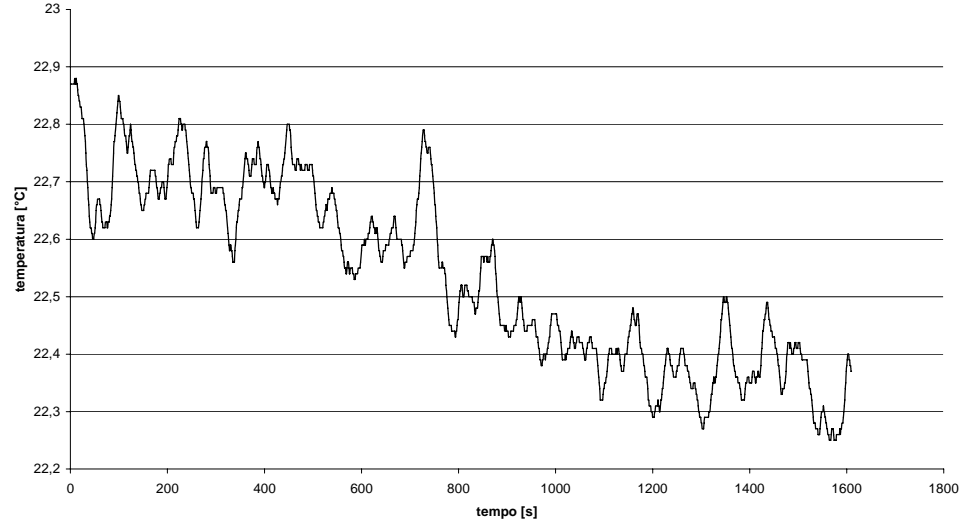
parabrezza sx



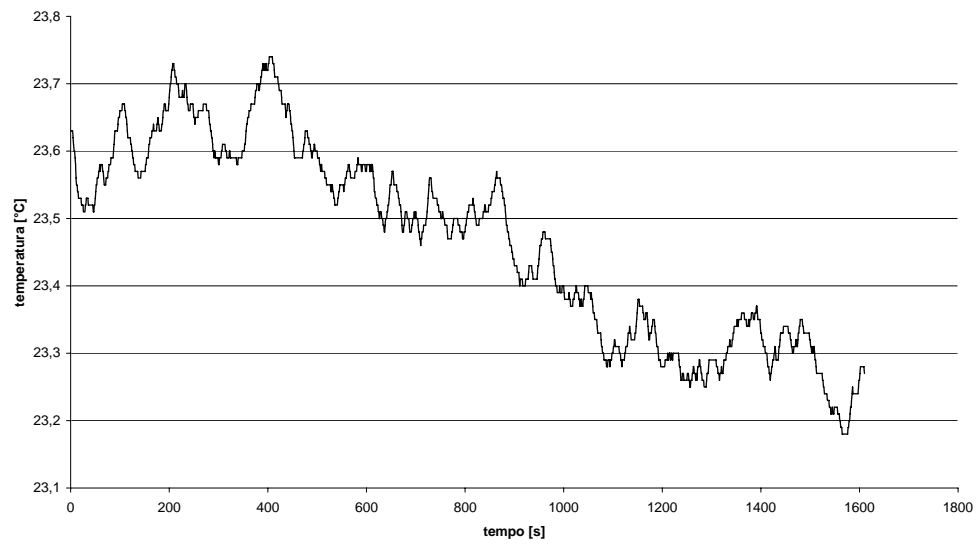
parabrezza dx



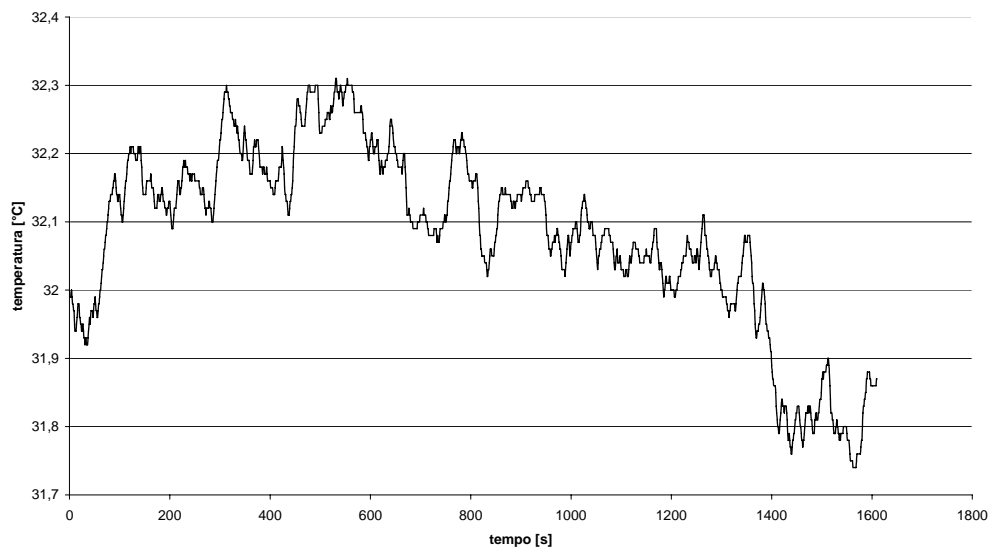
spalla dx passeggero



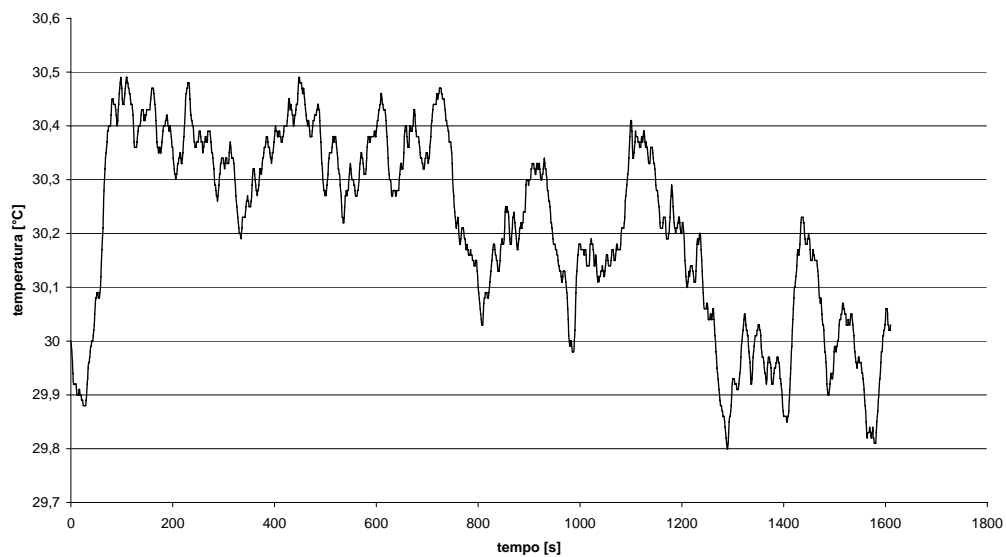
spalla sx passeggero



ginocchio dx passeggero



ginocchio sx passeggero



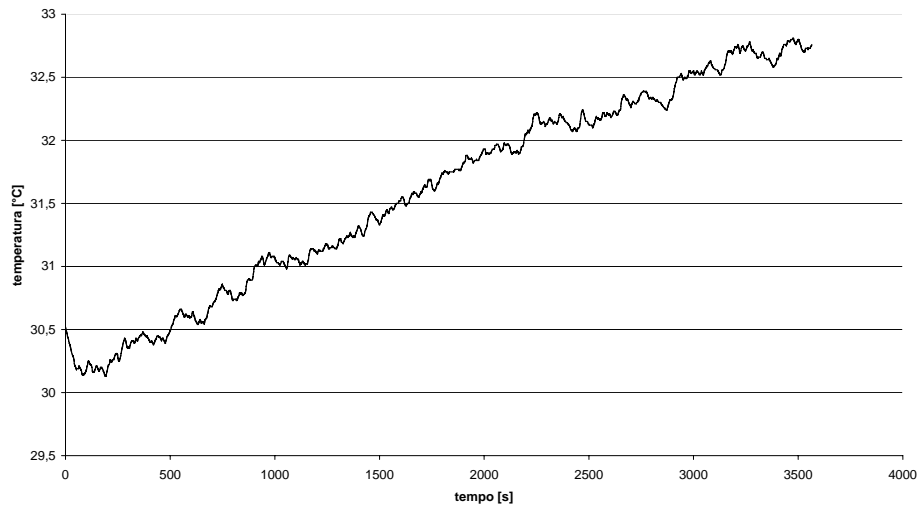




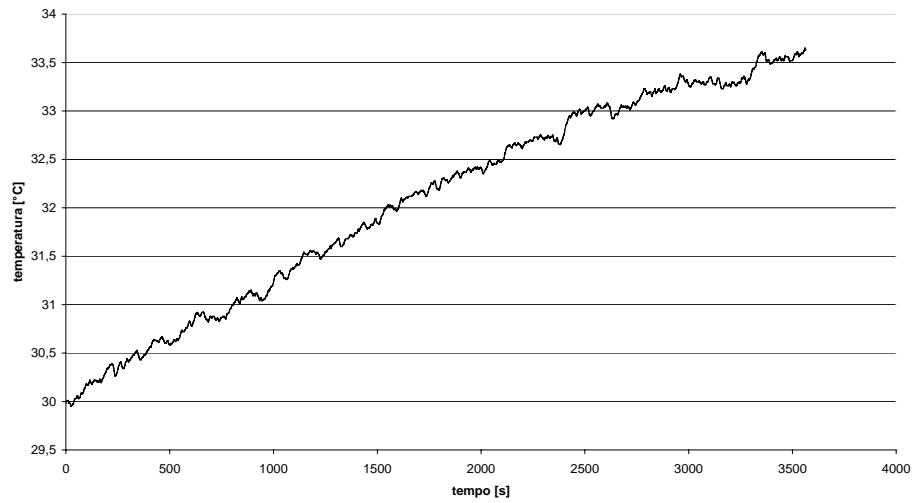
## **Appendice D:**

**Grafici dei valori di temperatura statica, ottenuti dal campionamento,  
al passare del tempo, nei punti di controllo,  
delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria  
Ferrari per la prova numero 4**

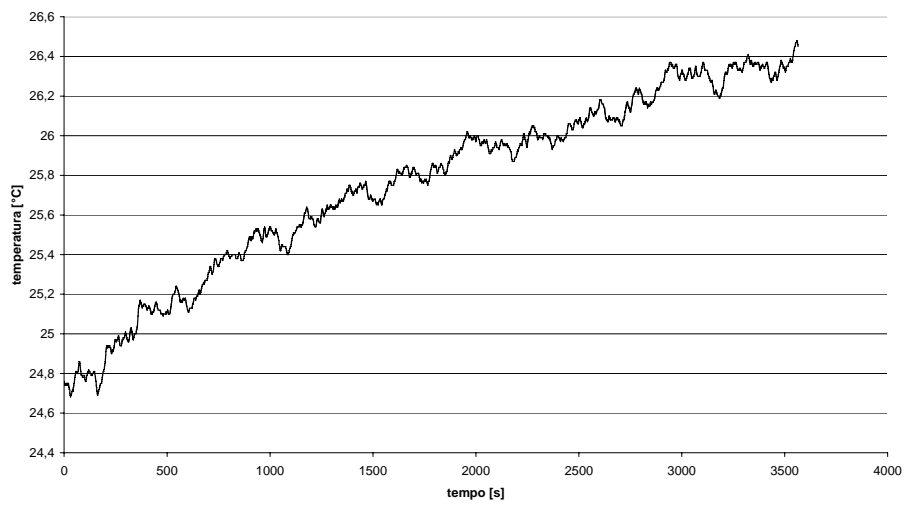
**piede destro passeggero**



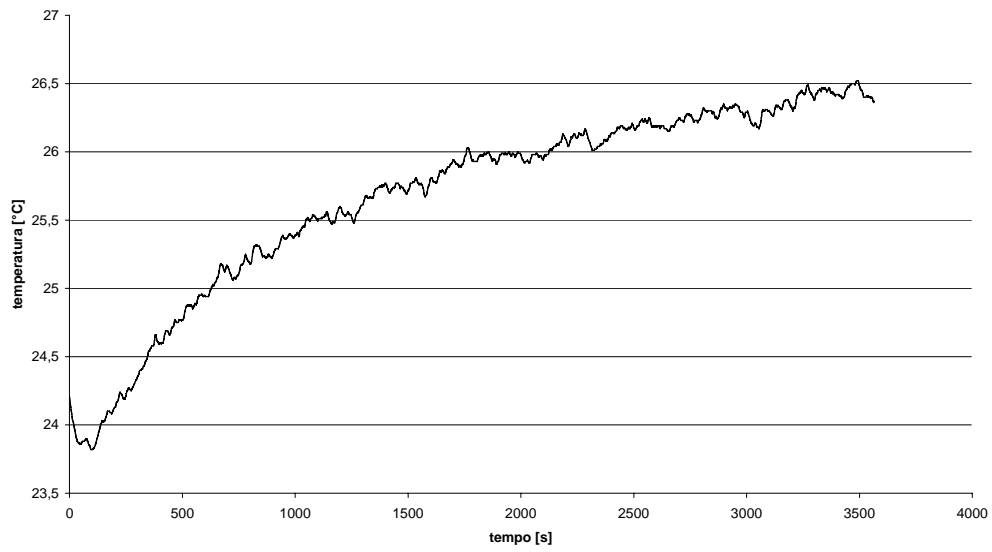
**piede sx passeggero**



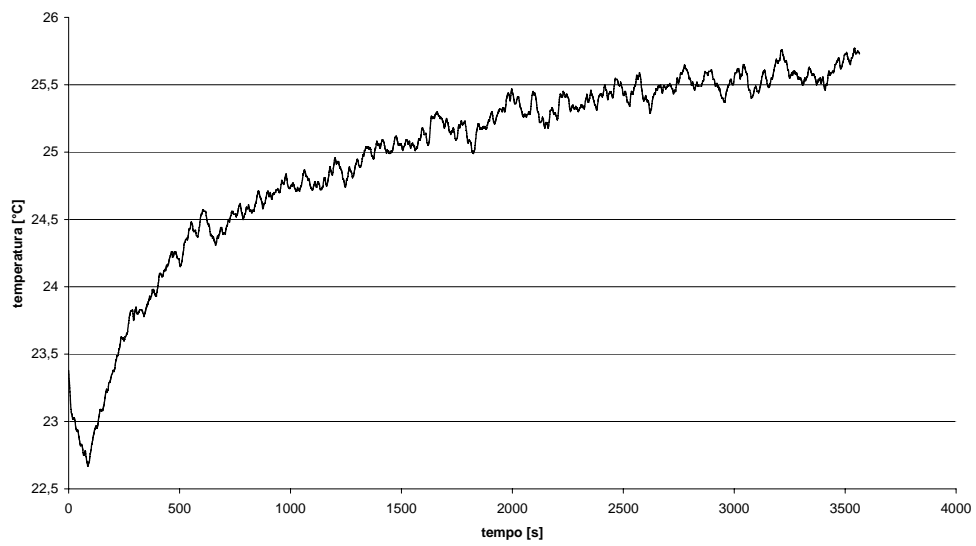
**piede guidatore**



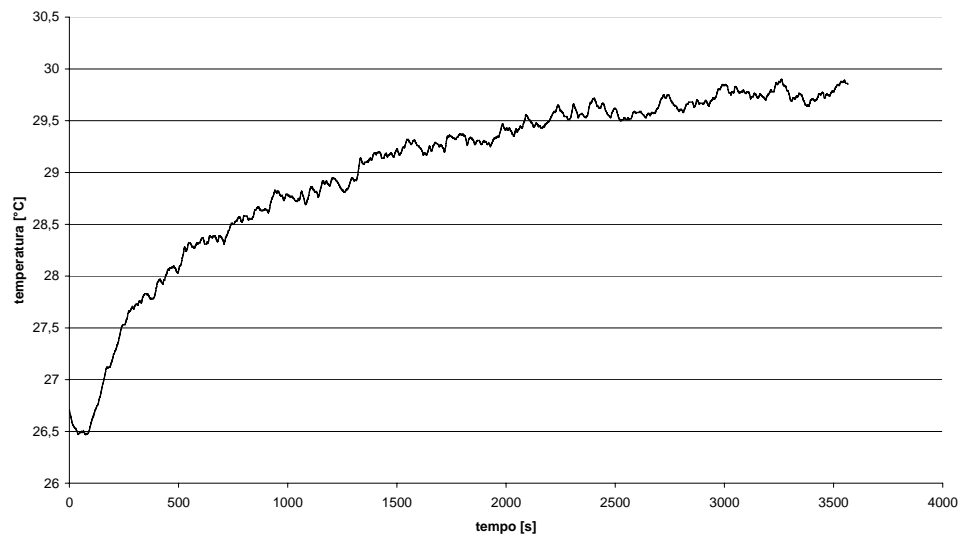
torace guidatore



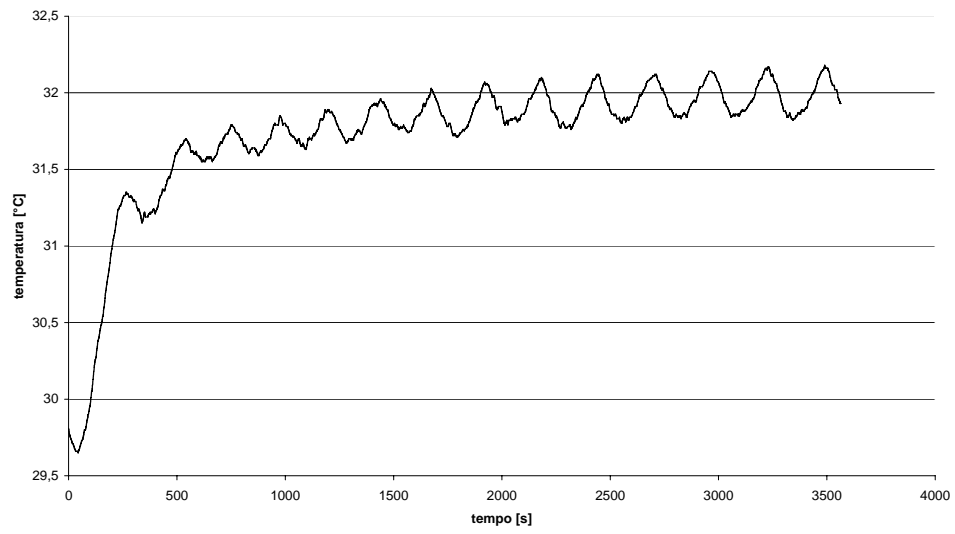
temp mezzeria sedili



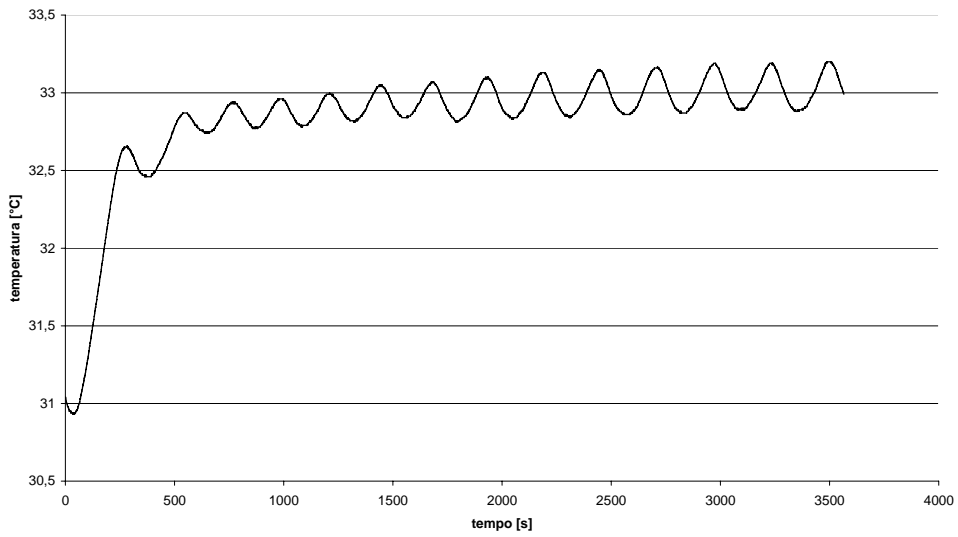
testa passeggero



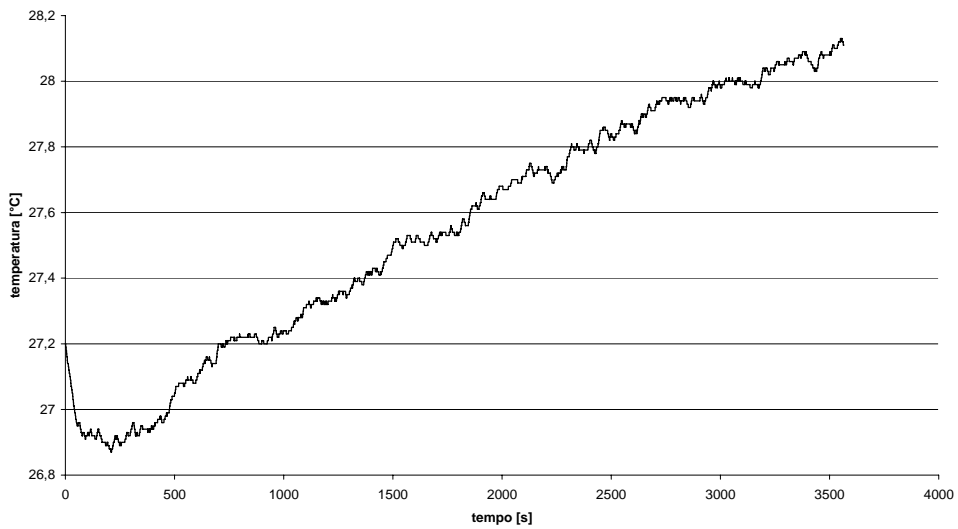
finestrino post sx



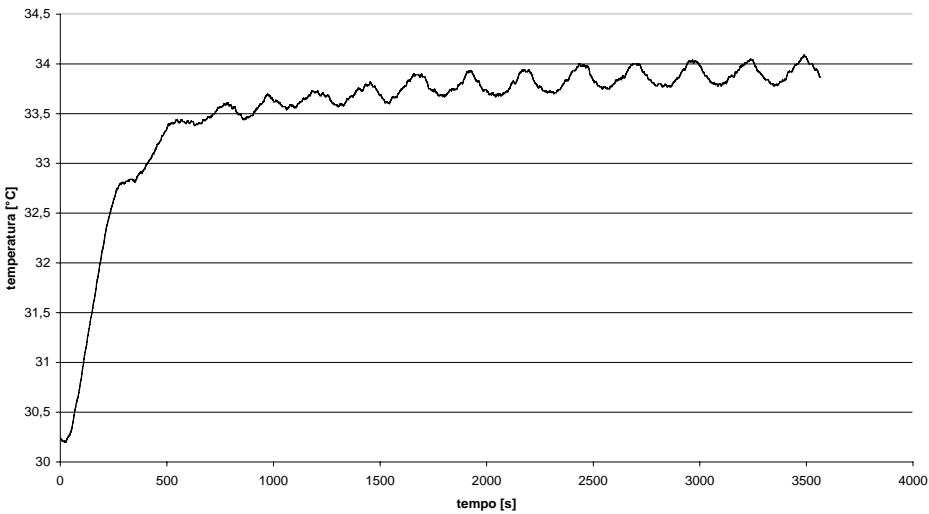
finestrino anteriore sx



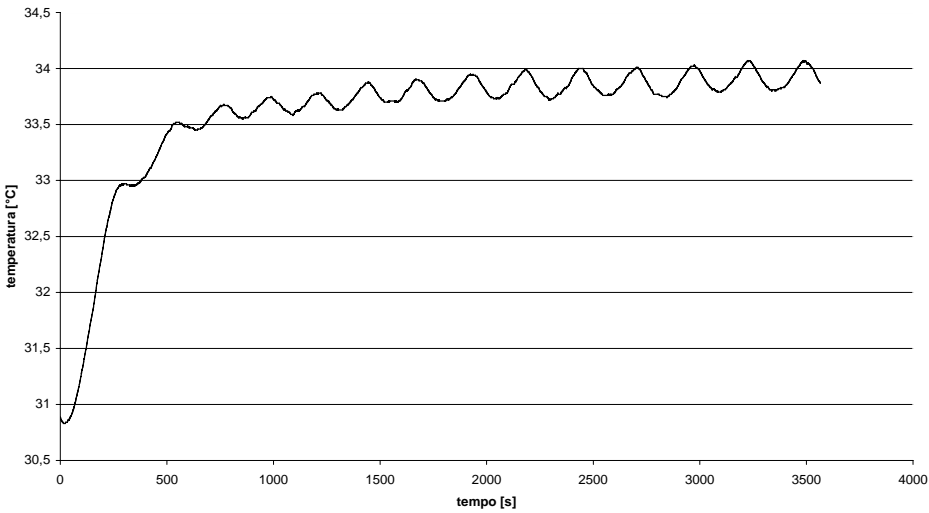
portiera sx



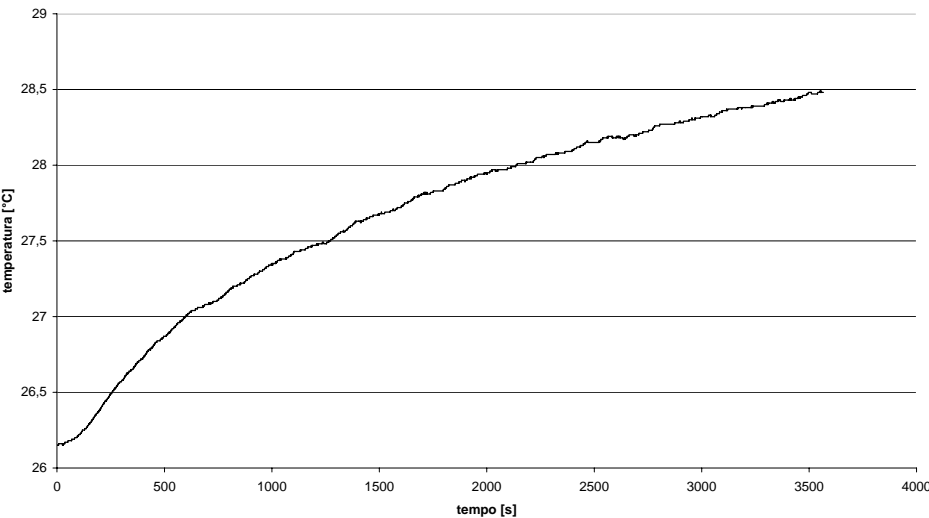
finestrino posteriore dx



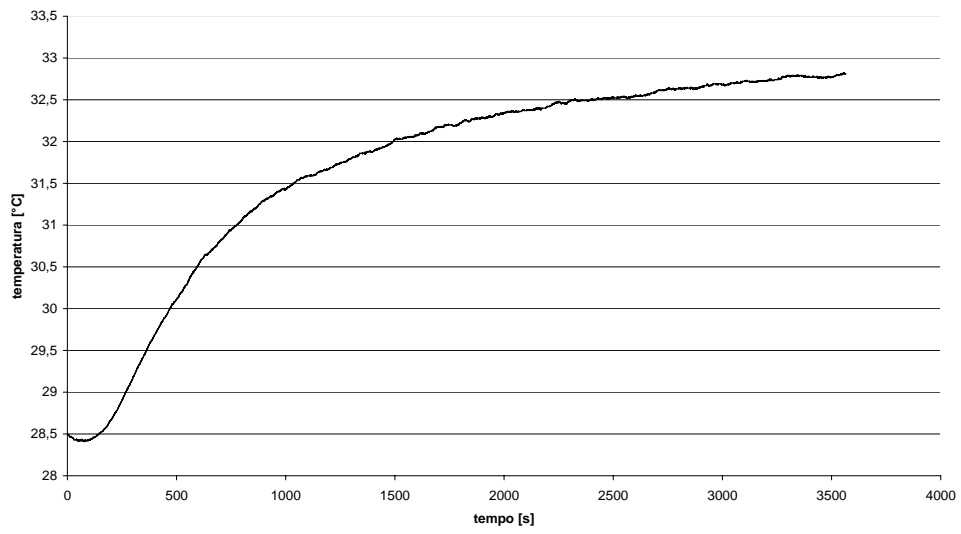
finestrino anteriore dx



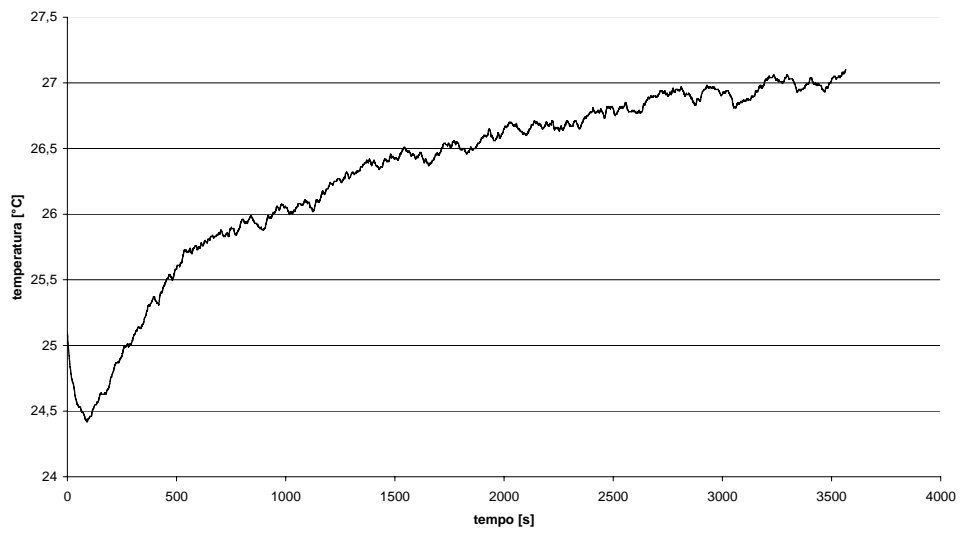
portiera dx



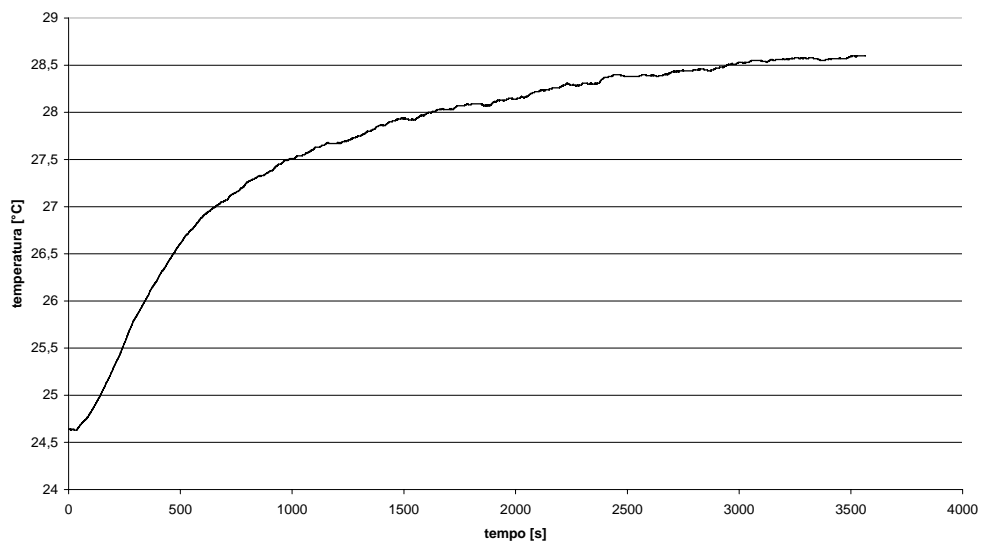
tetto centrale

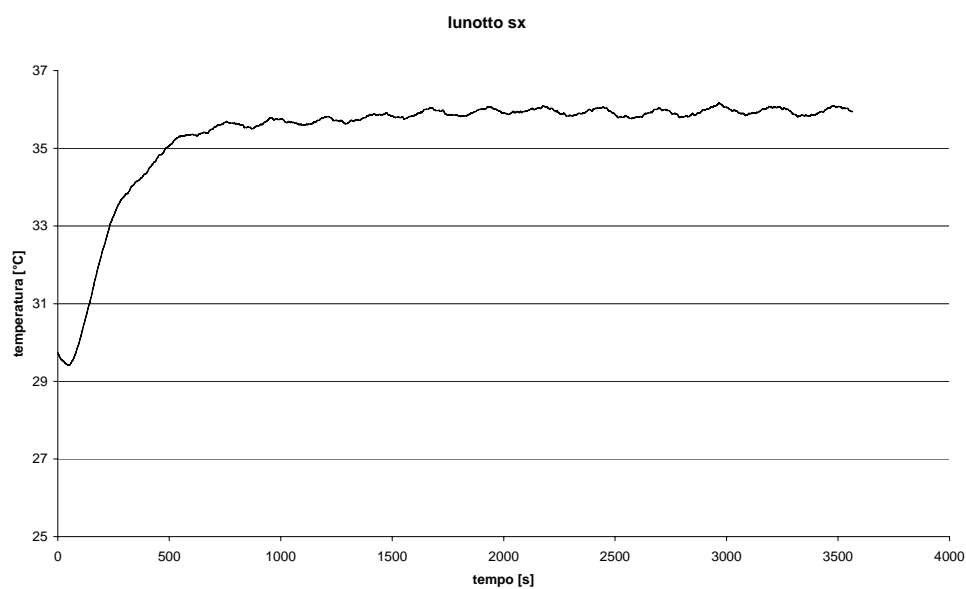
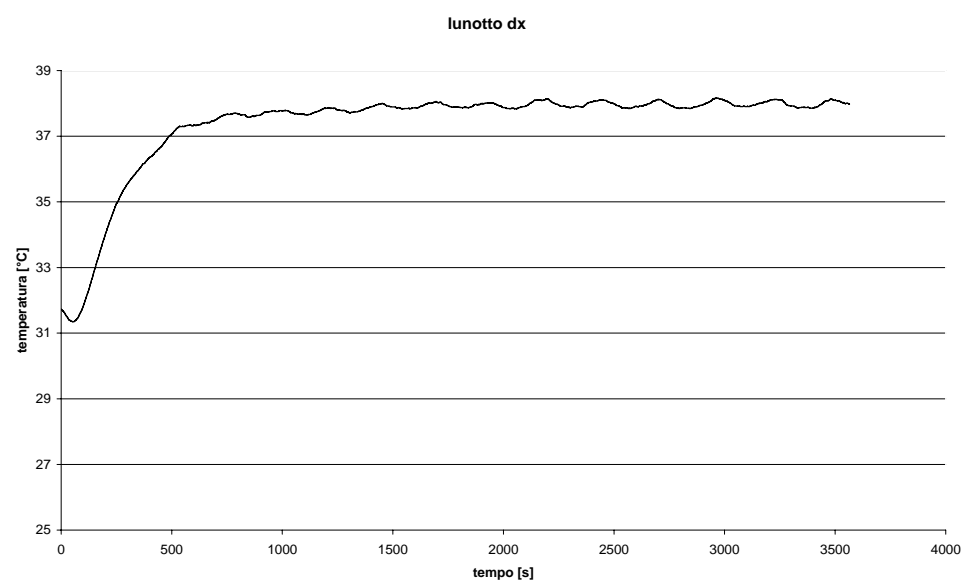
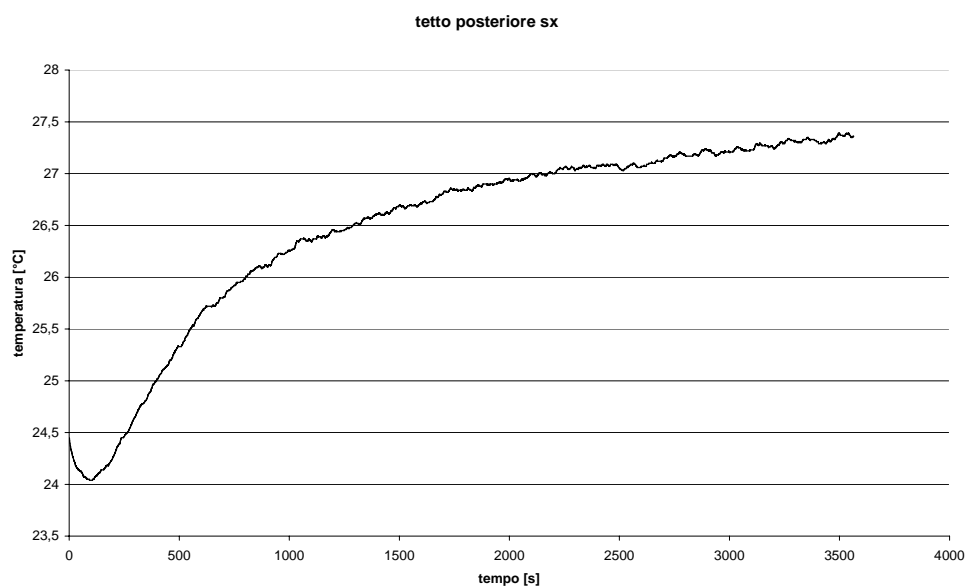


testa guidatore



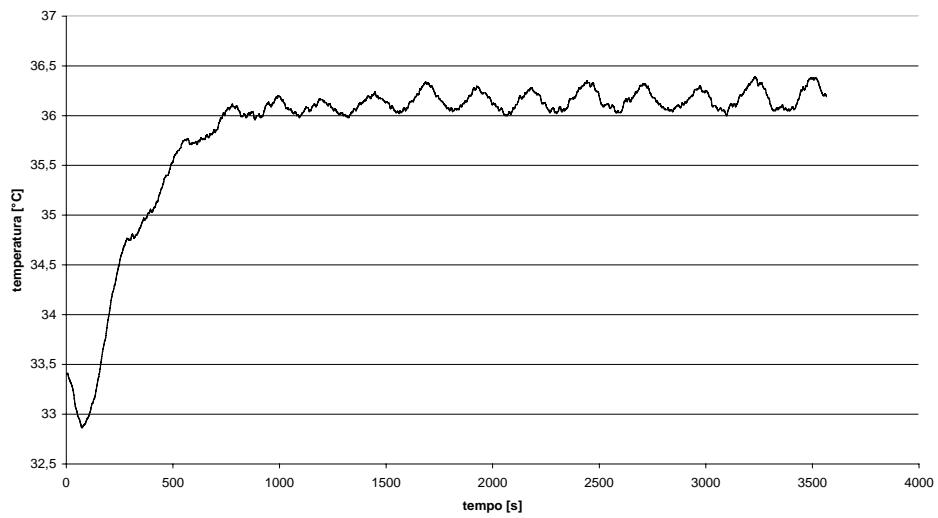
tetto posteriore dx



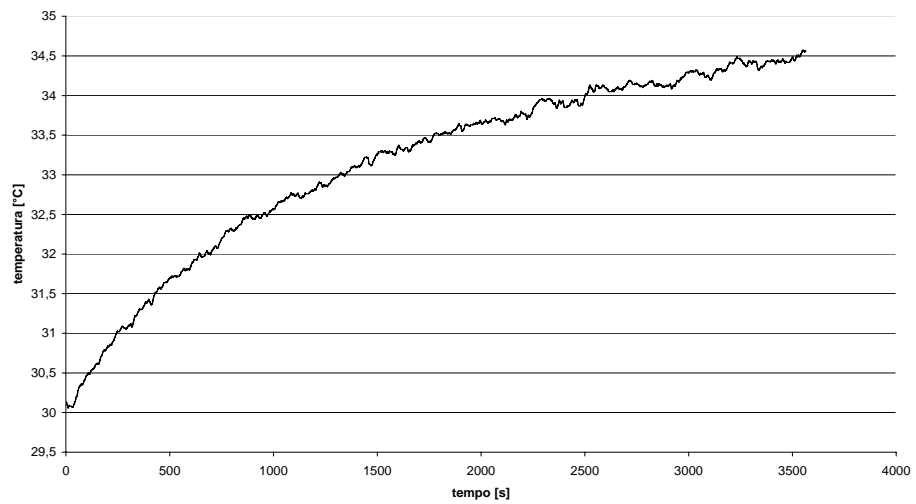




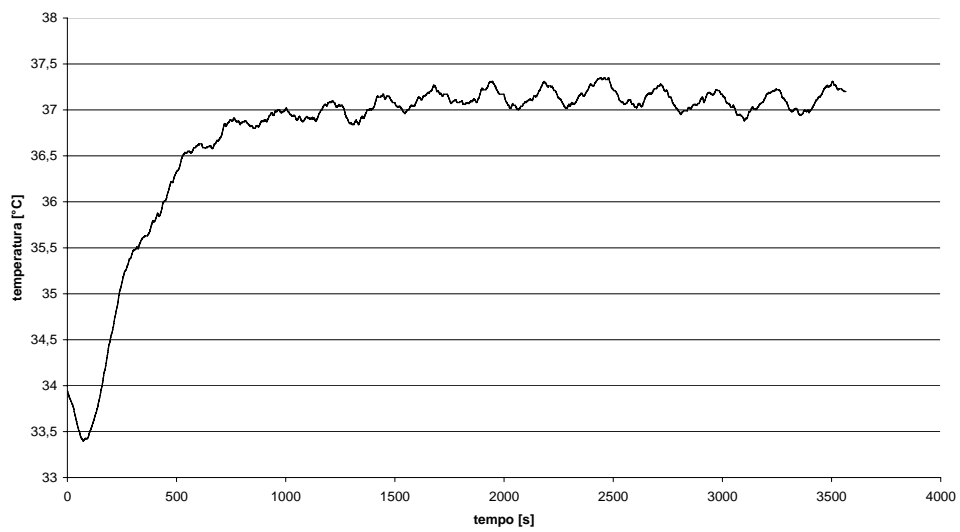
parabrezza sx



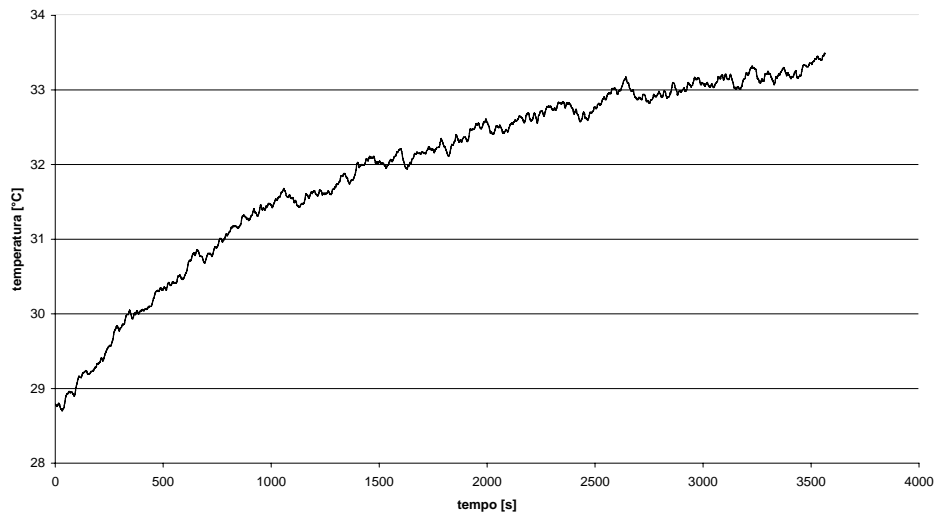
ginocchio sx passeggero



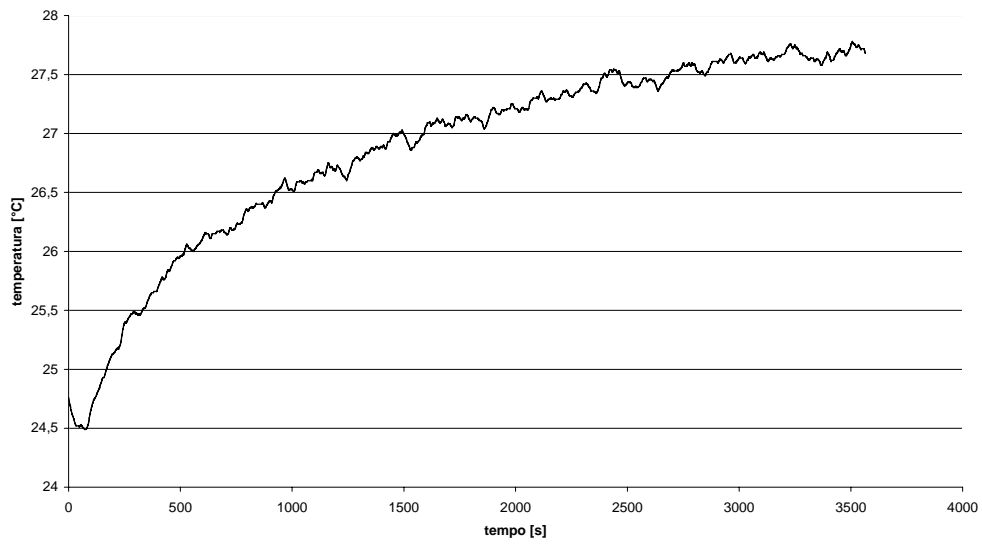
parabrezza dx



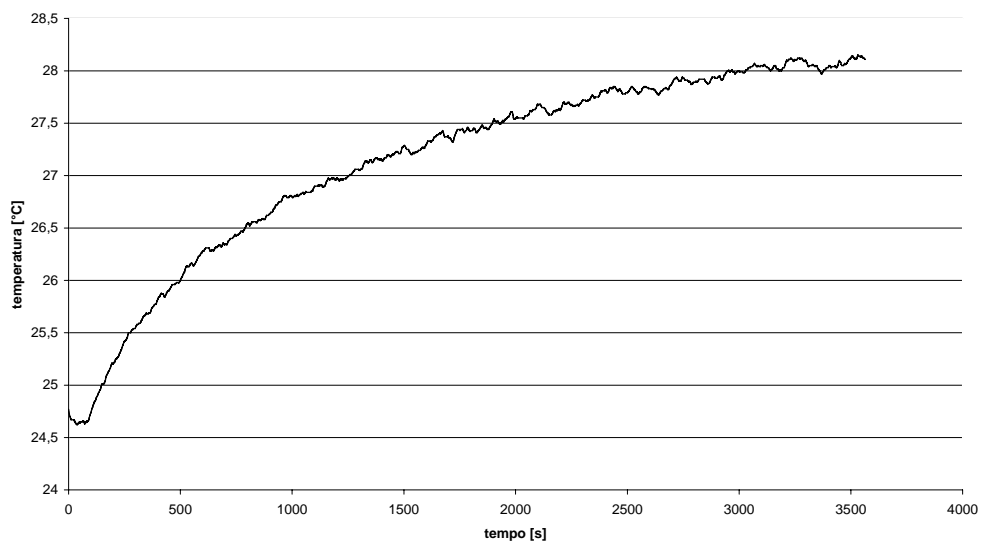
ginocchio sx passeggero



spalla dx passeggero



spalla sx passeggero

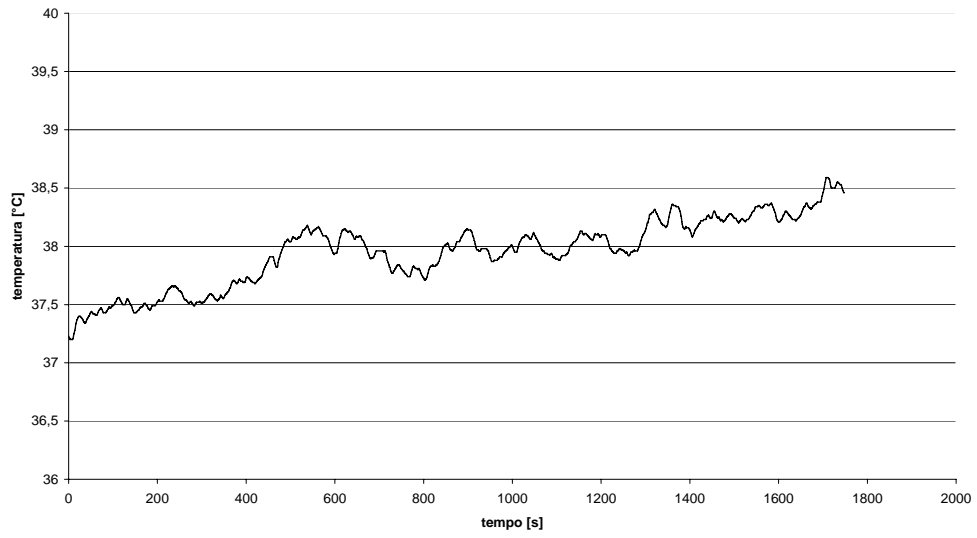




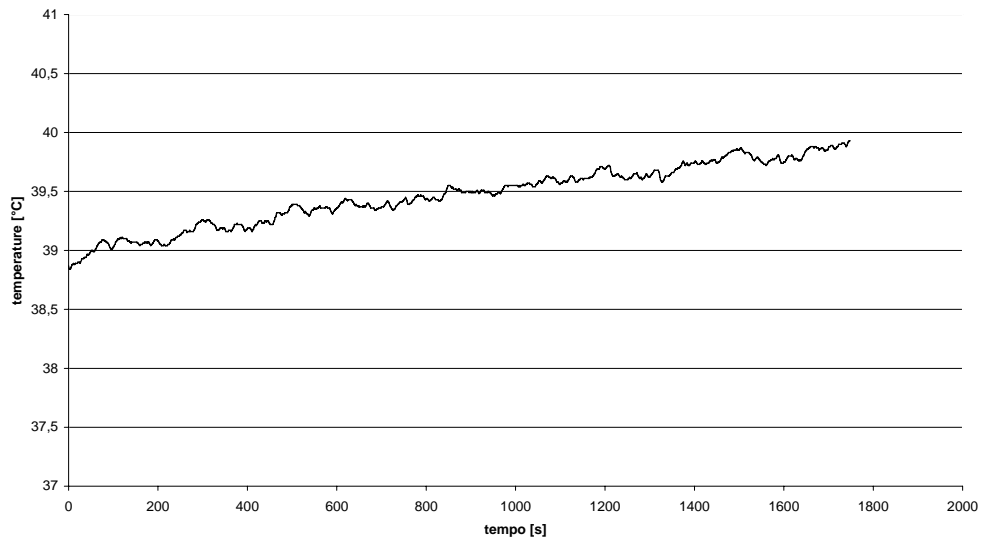
## **Appendice E:**

**Grafici dei valori di temperatura statica, ottenuti dal campionamento,  
al passare del tempo, nei punti di controllo,  
delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria  
Ferrari per la prova numero 5**

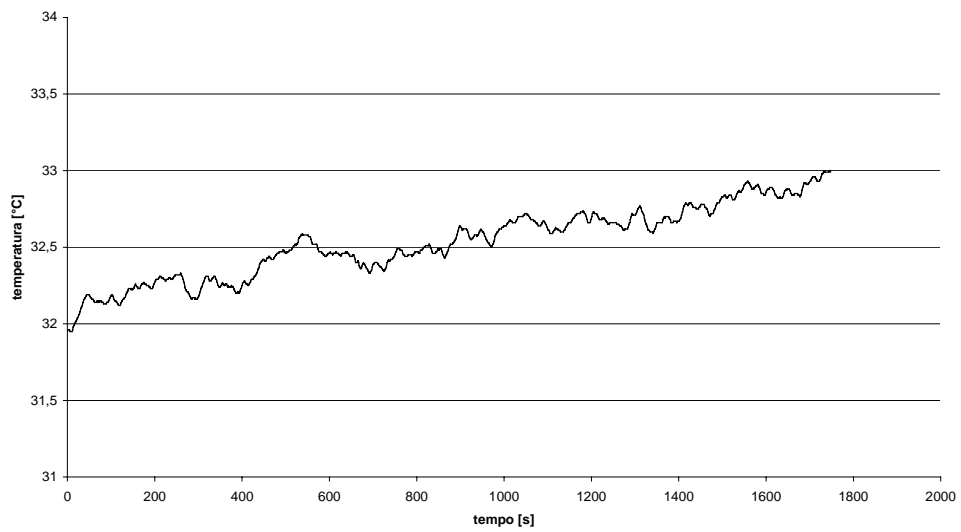
**piede dx passeggero**



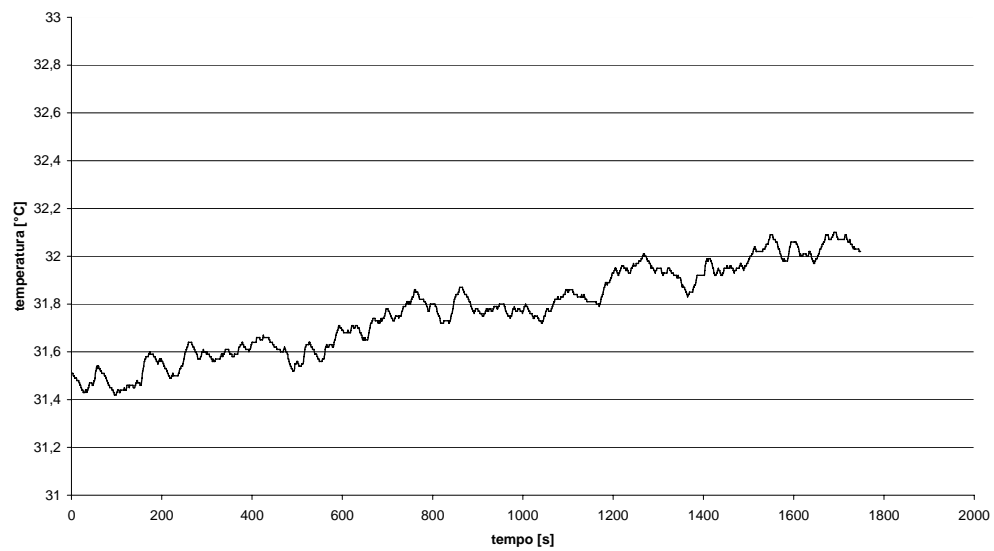
**piede pass sx**



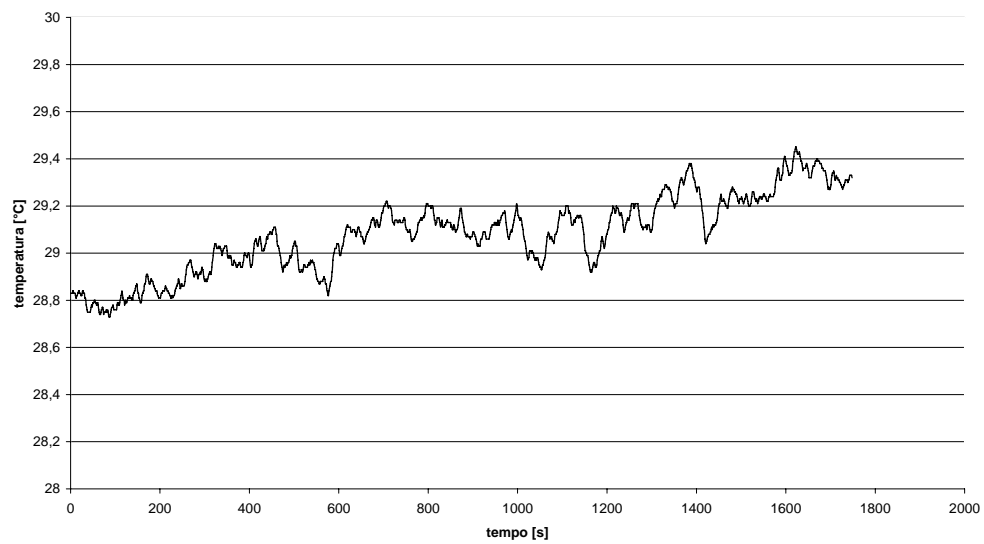
**piedi guidatore**



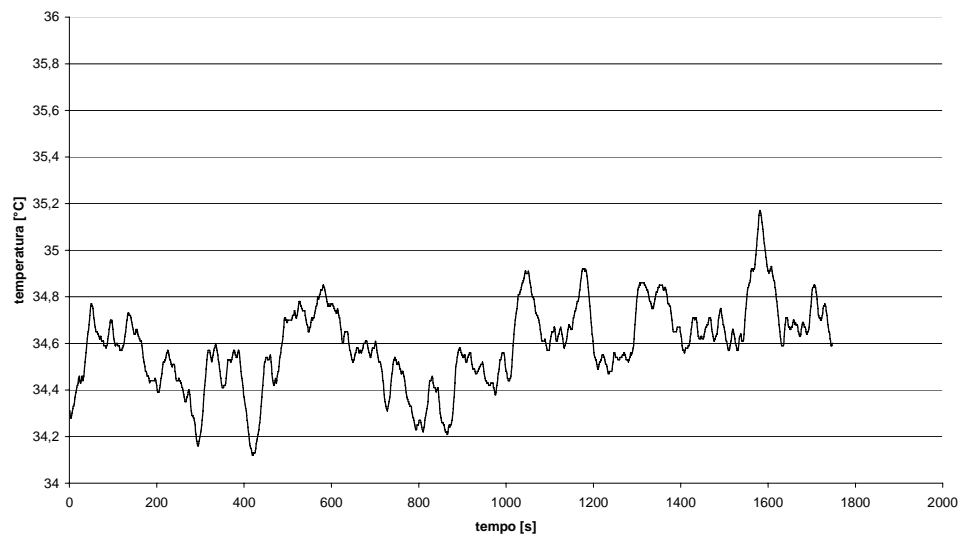
**torace guidatore**



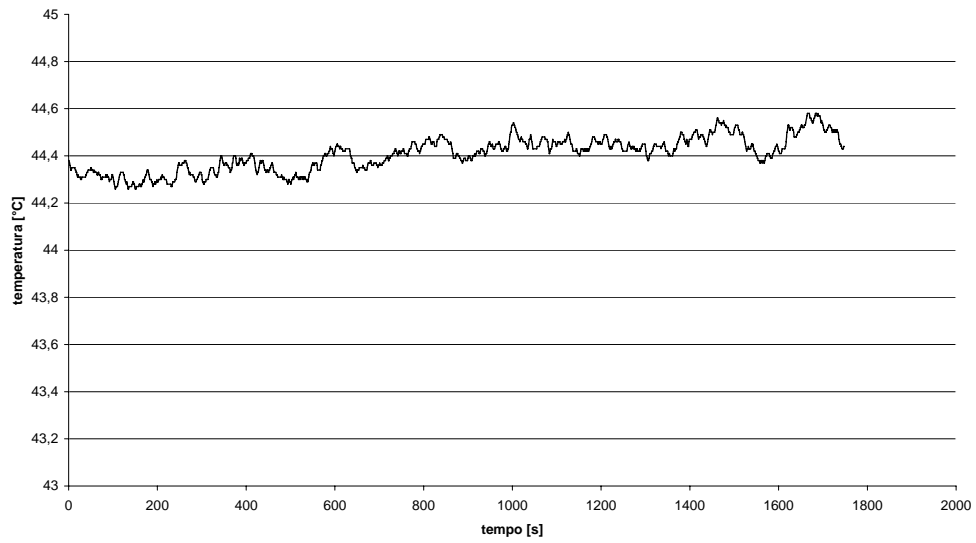
**Temperatura mezzeria sedili**



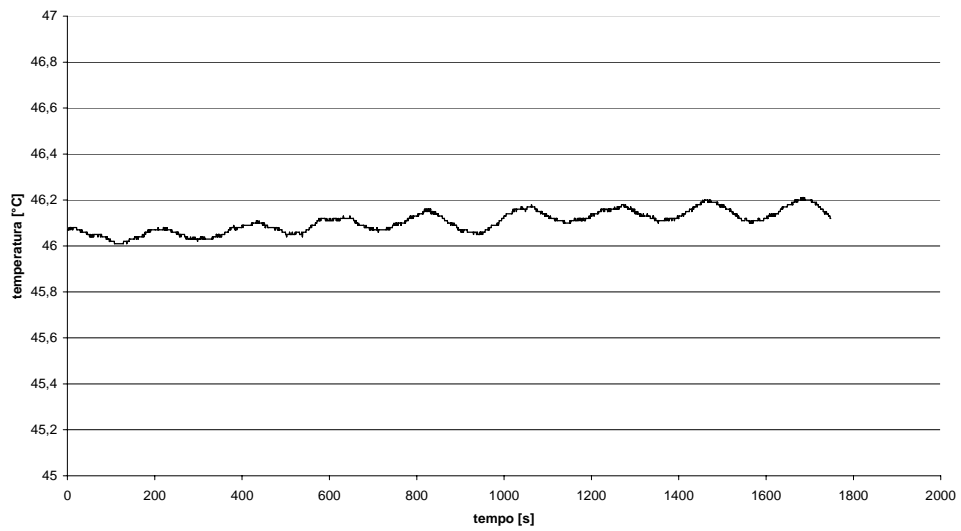
**Testa passeggero**



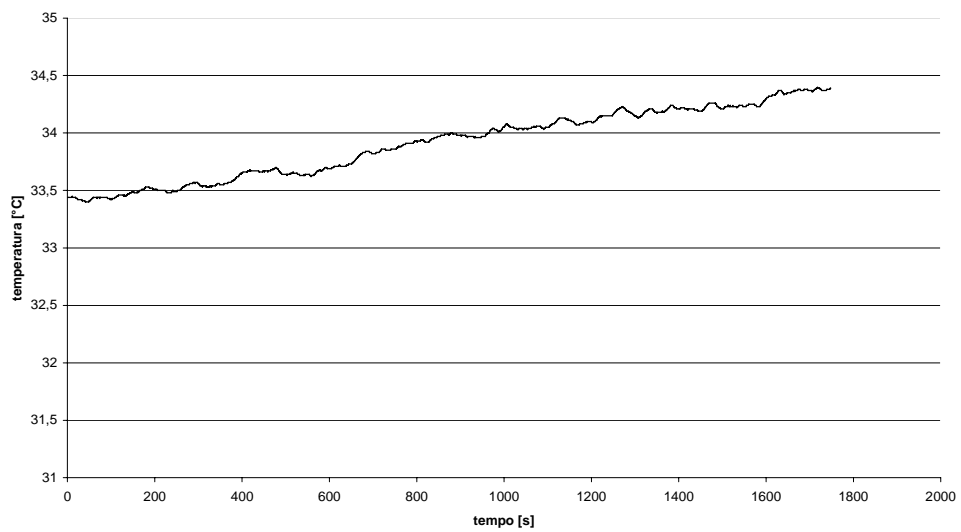
finestrino post sx



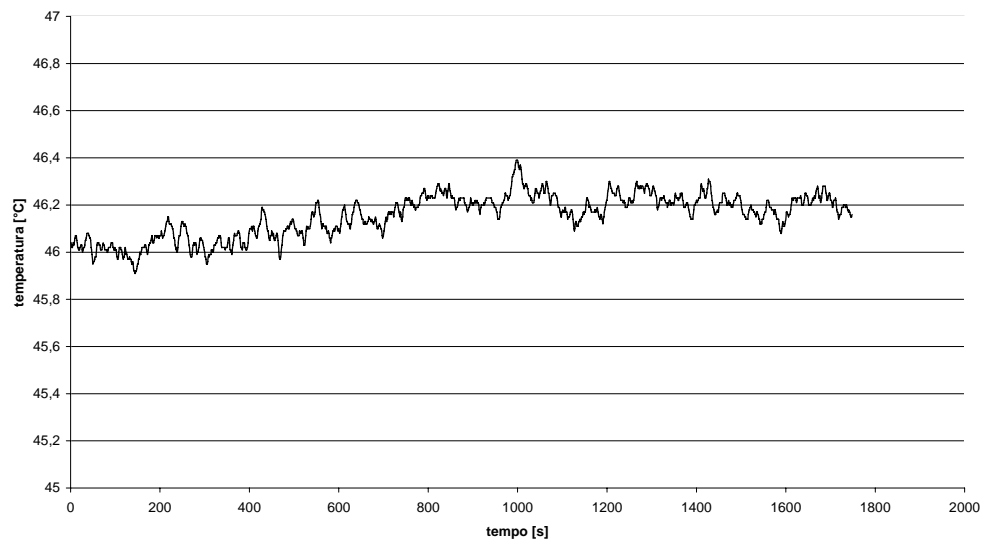
finestrino ant sx



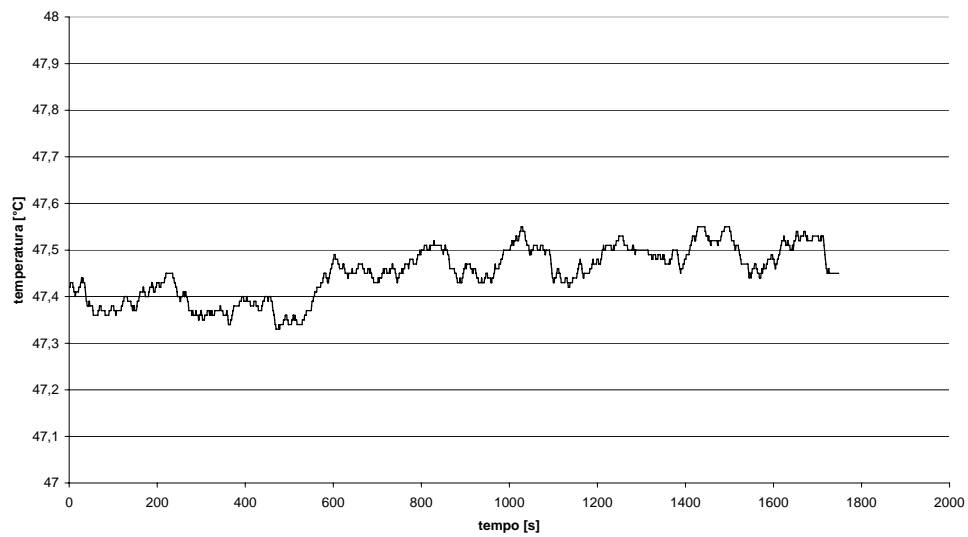
portiera sx



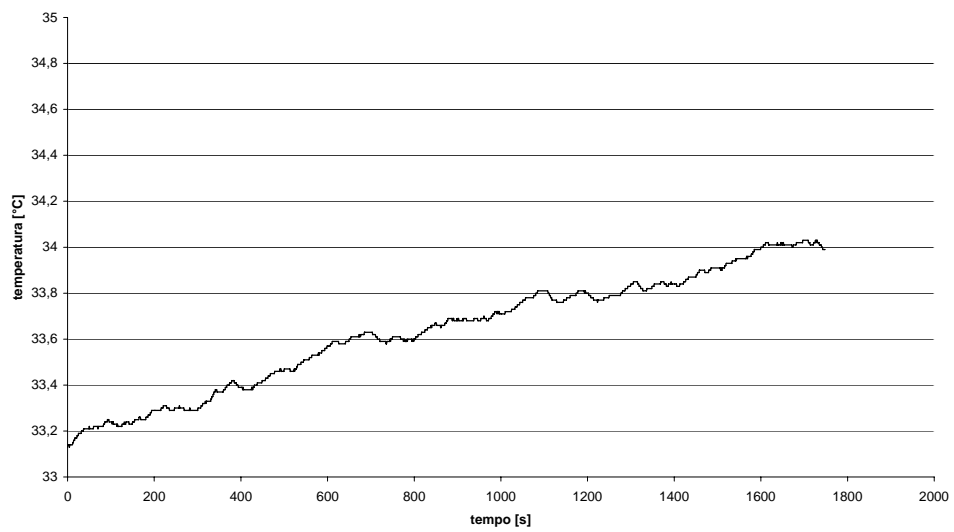
finestrino dx posteriore



finestrino dx anteriore

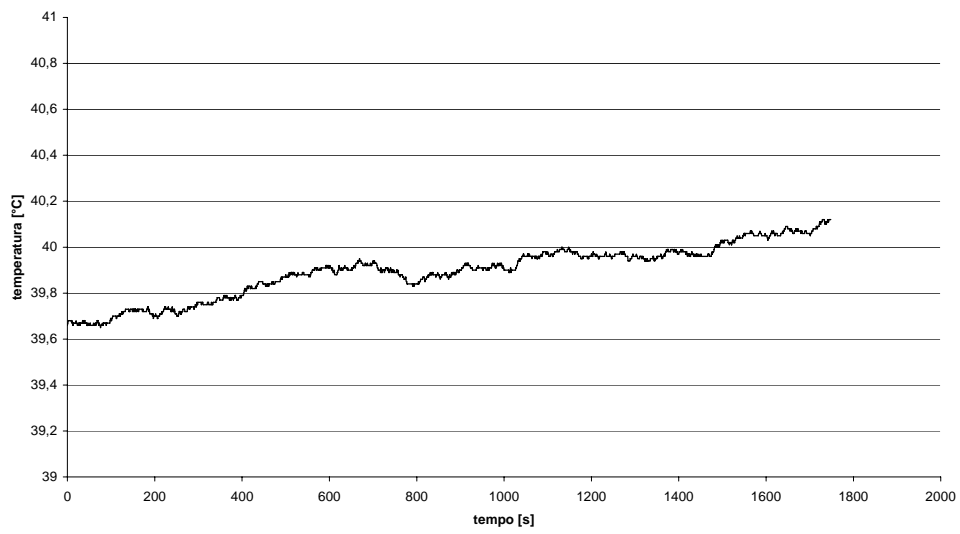


portiera dx

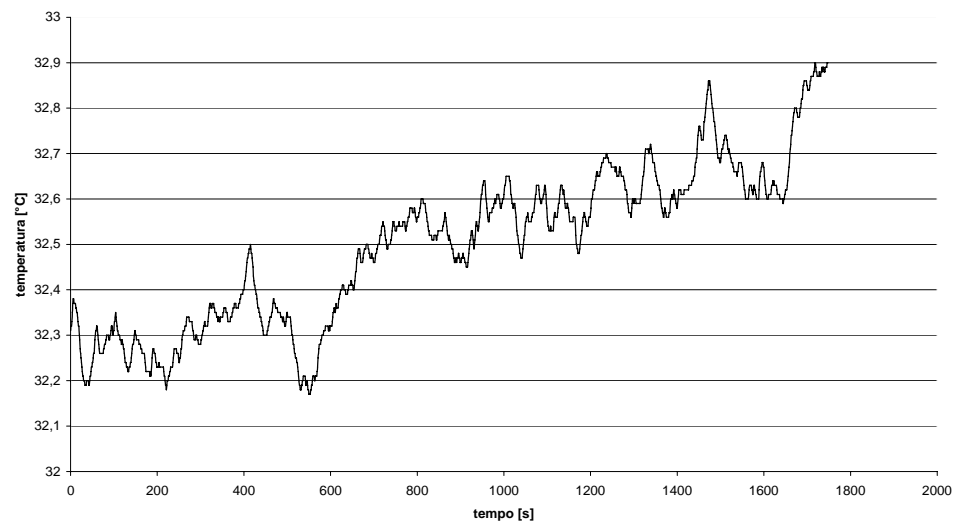




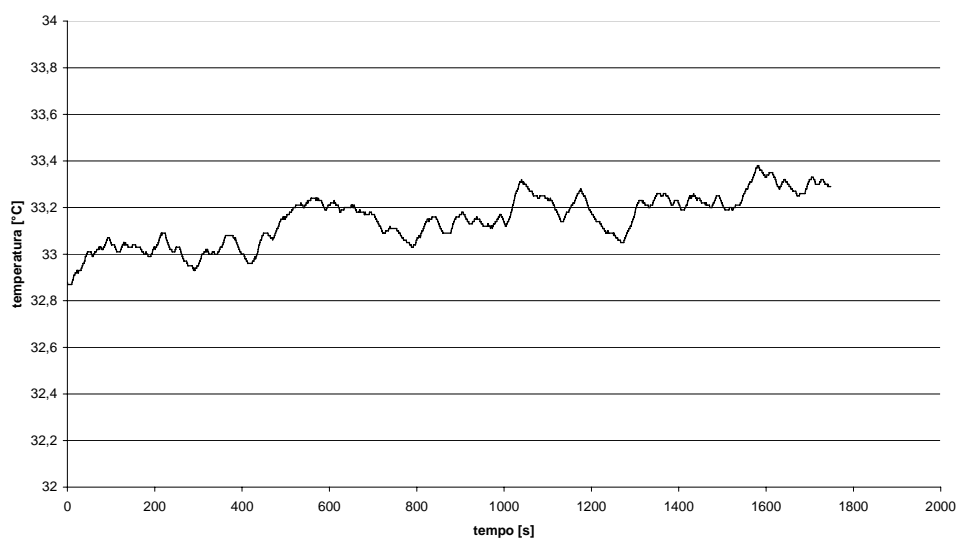
tetto centrale



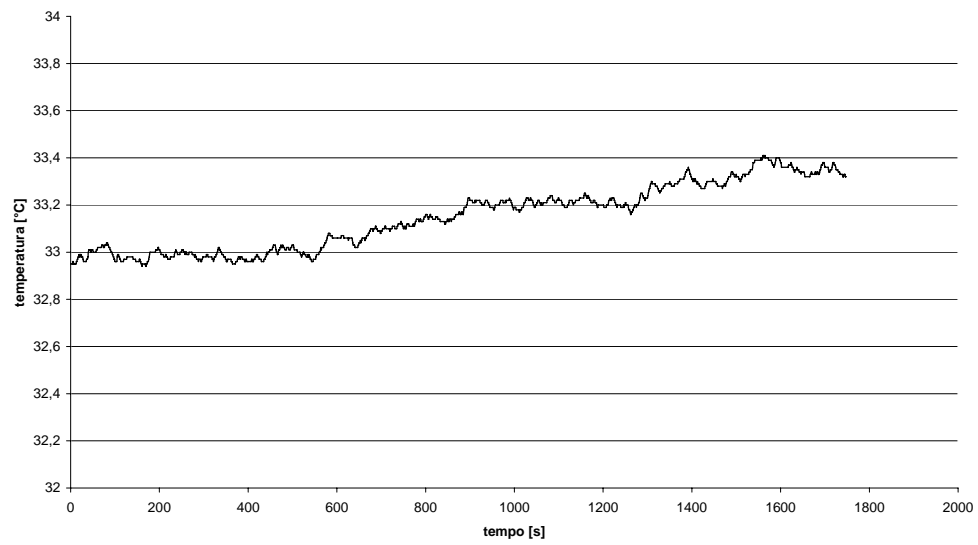
testa guidatore



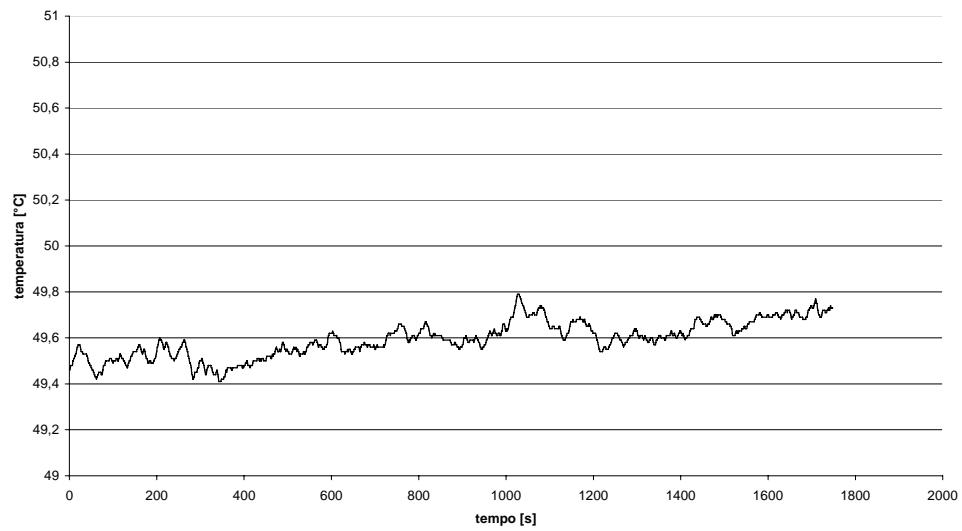
tetto posteriore dx



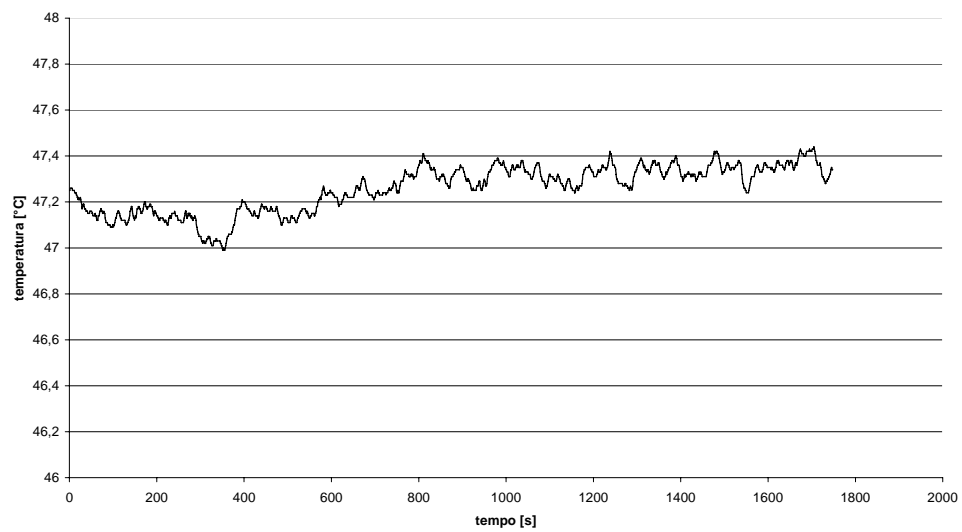
tetto posteriore sx



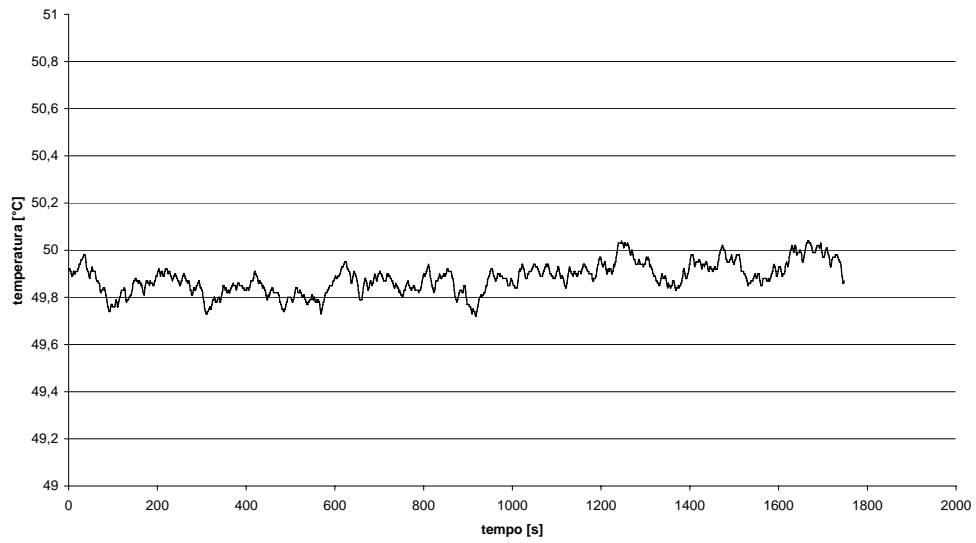
lunotto dx



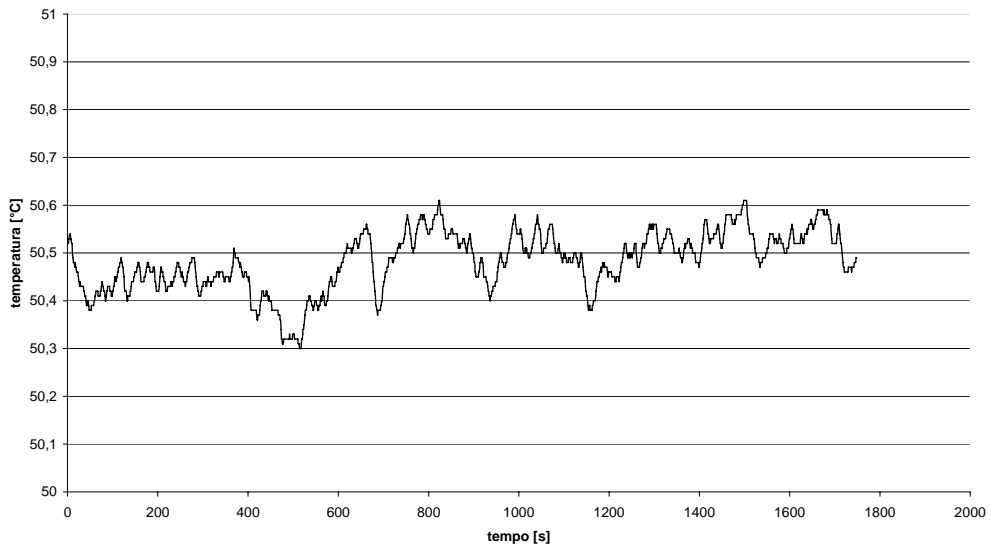
lunotto sx



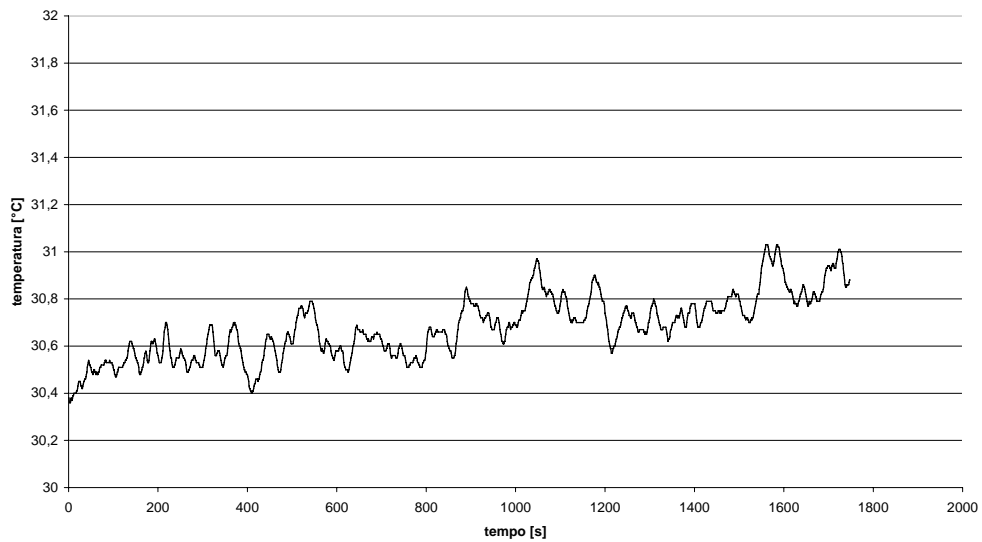
parabrezza sx



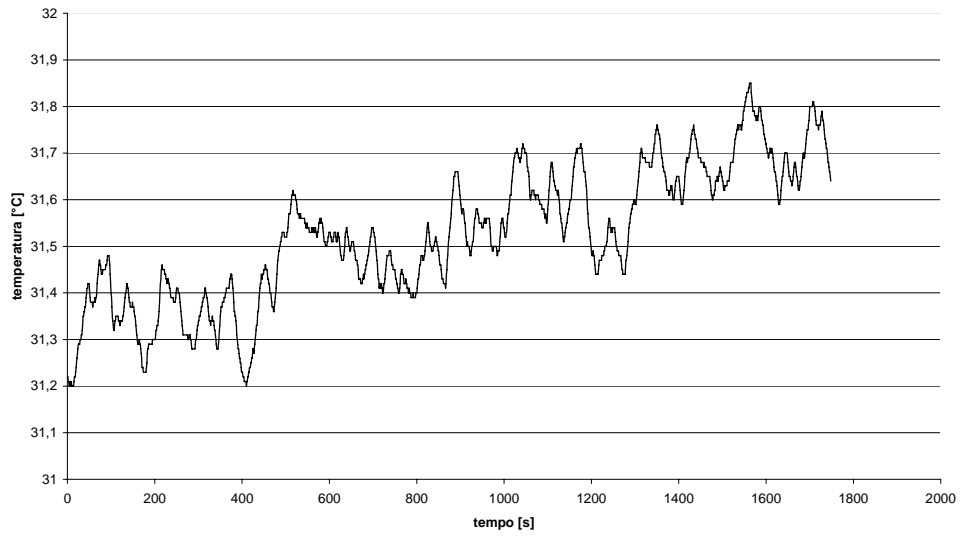
parabrezza dx



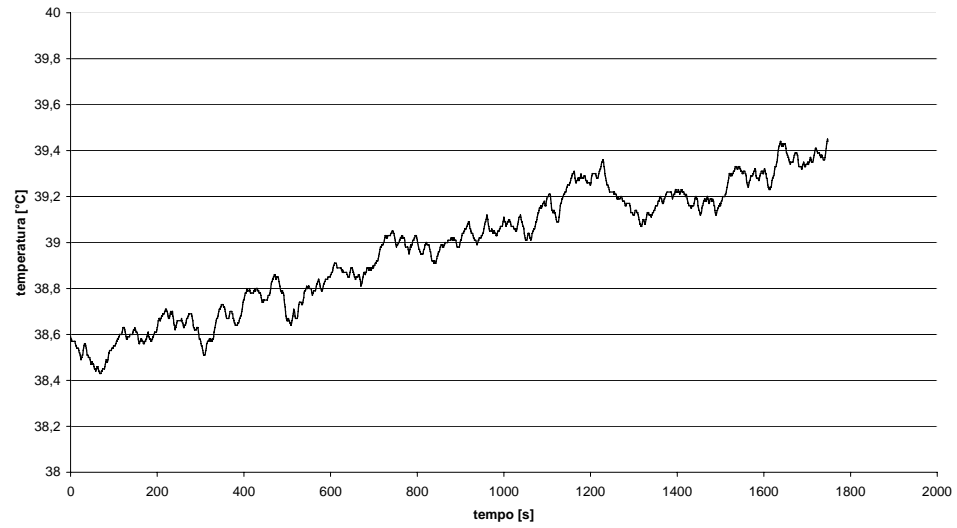
spalla dx passeggero



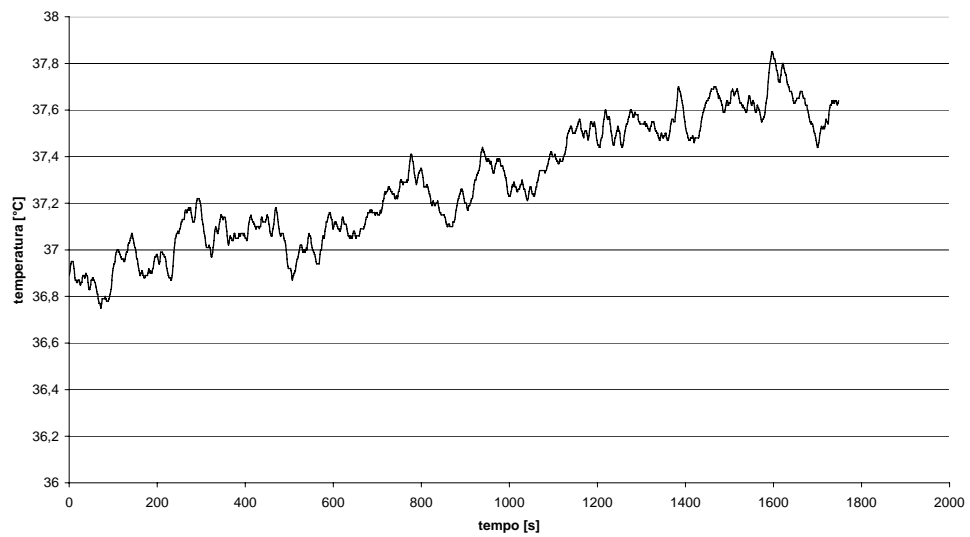
spalla sx passeggero



ginocchio dx passeggero



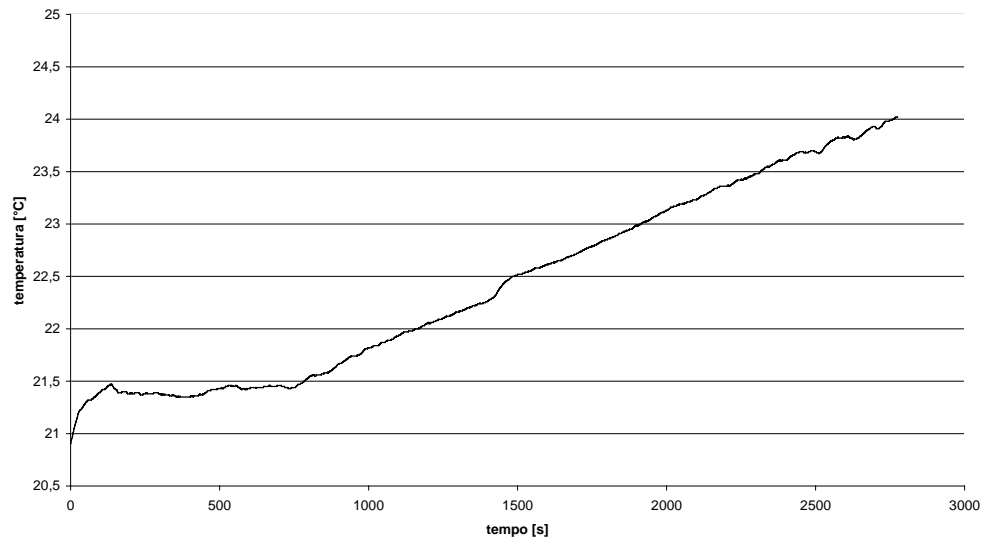
ginocchio sx passeggero



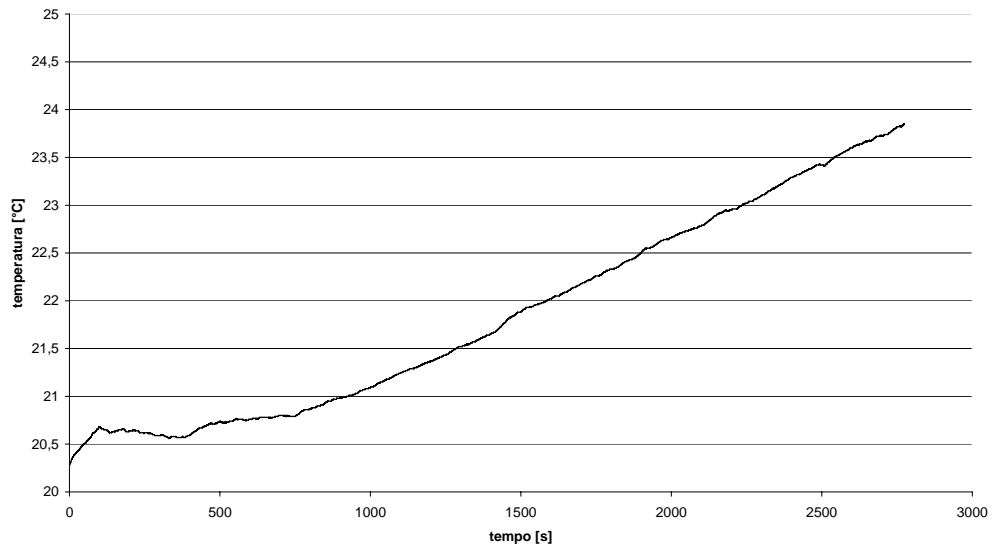
## **Appendice F:**

**Grafici dei valori di temperatura statica, ottenuti dal campionamento,  
al passare del tempo, nei punti di controllo,  
delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria  
Ferrari per la prova numero 6**

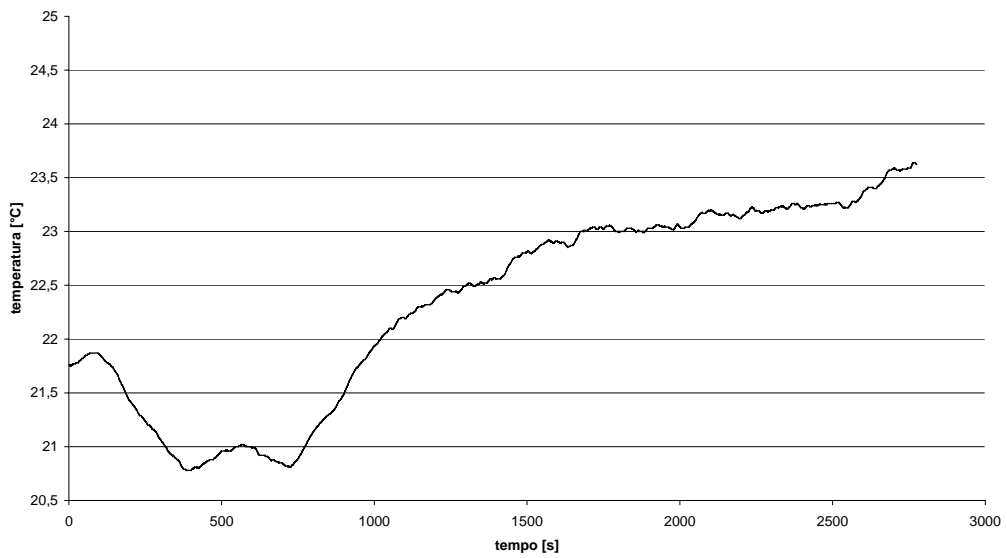
**piede dx passeggero**



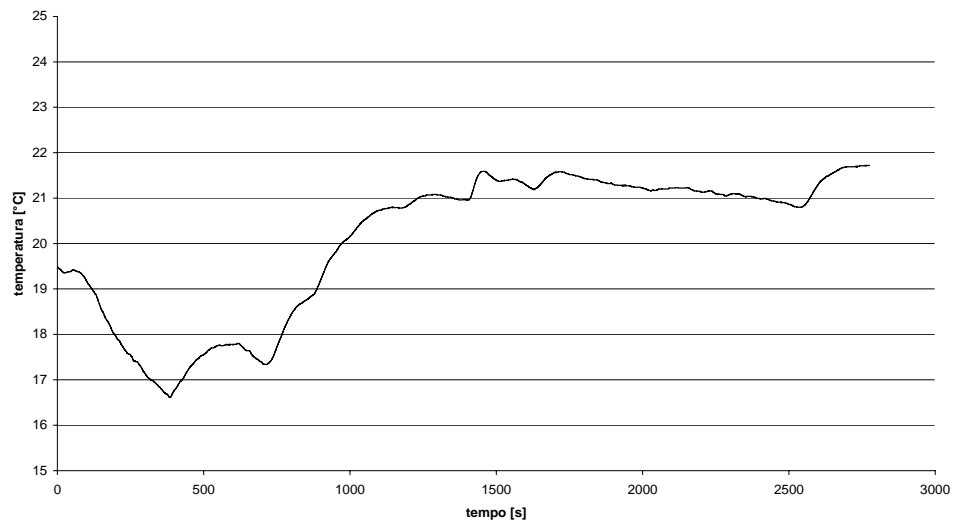
**piede sx passeggero**



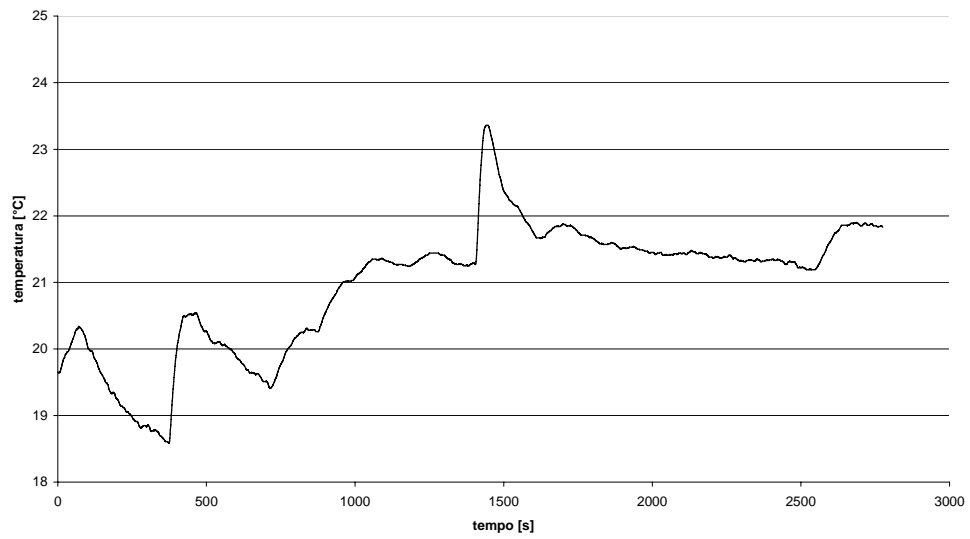
**piede guidatore**



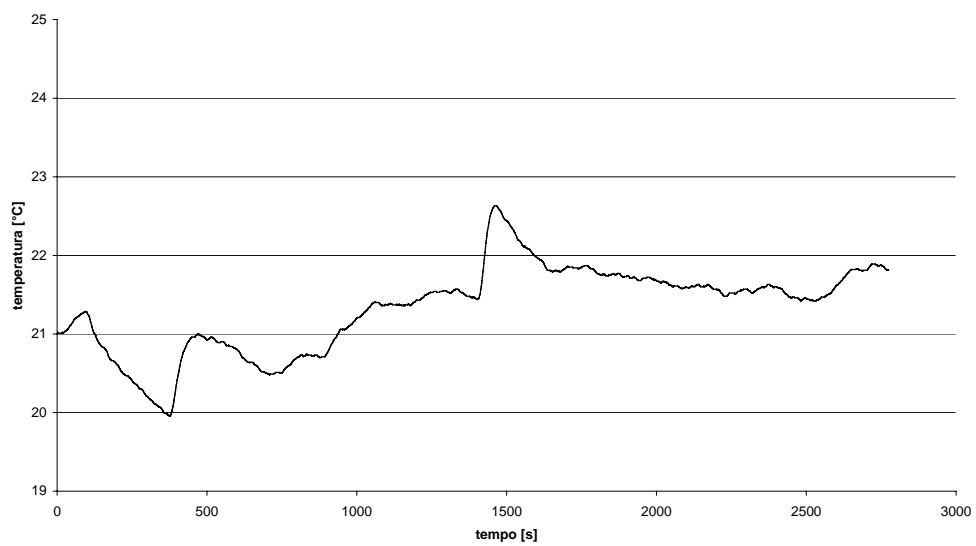
torace guidatore



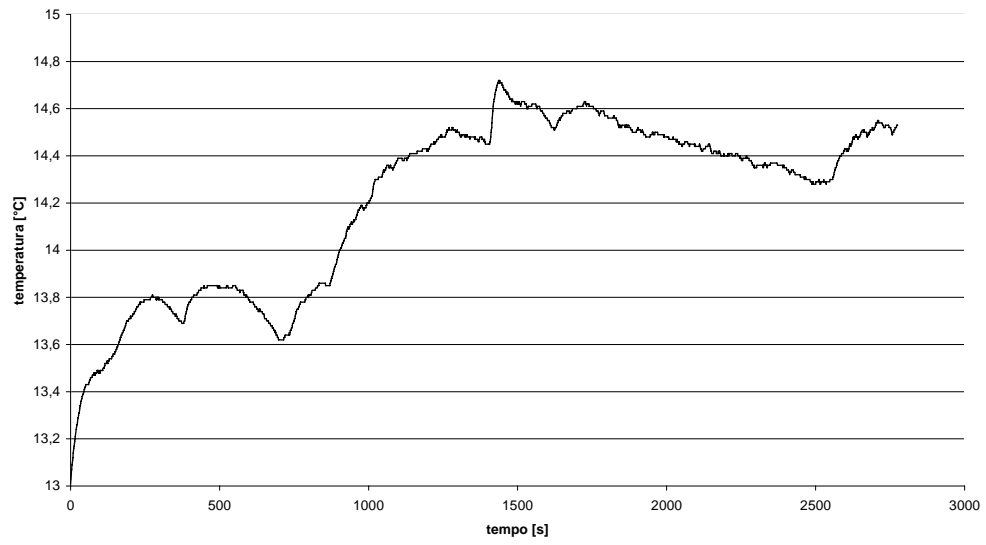
Temperatura mezzeria sedili



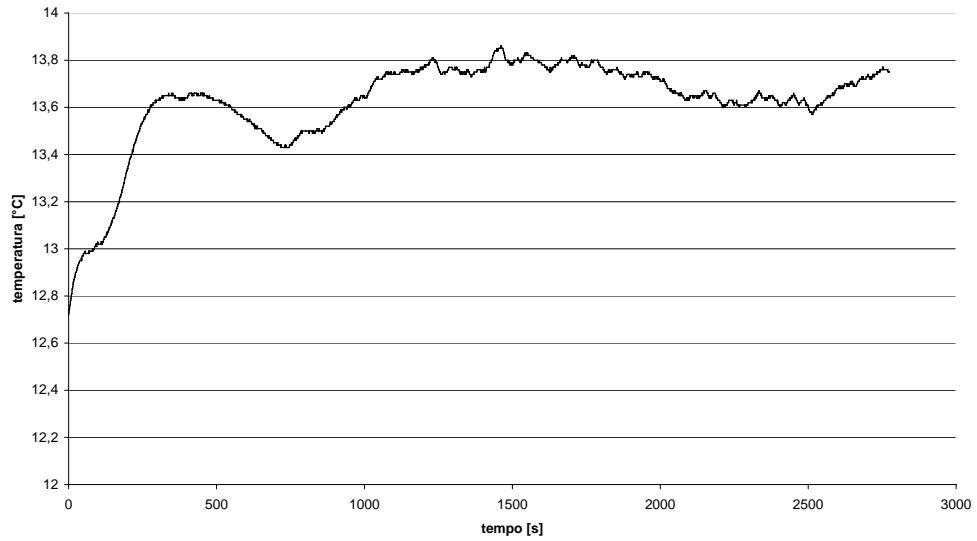
Testa passeggero



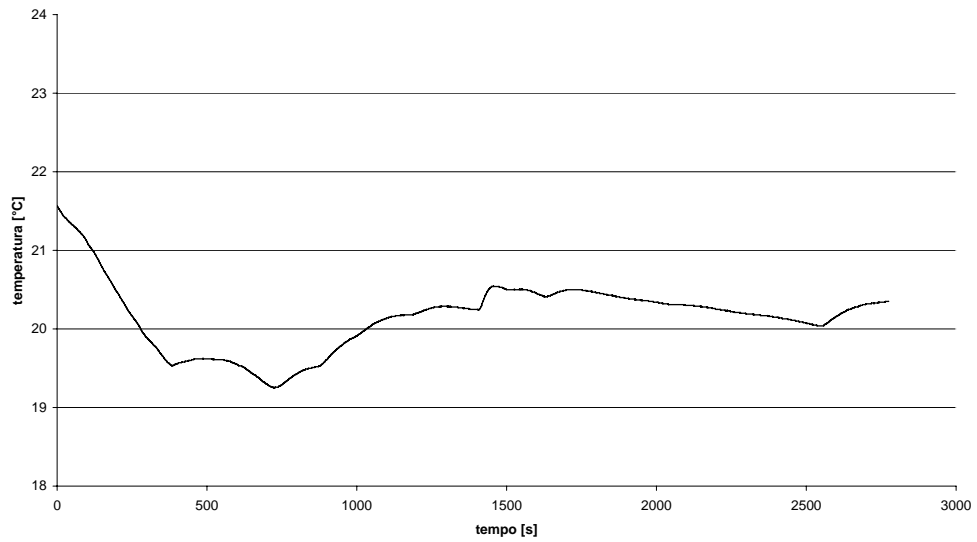
finestrinopost sx



finestrino ant sx

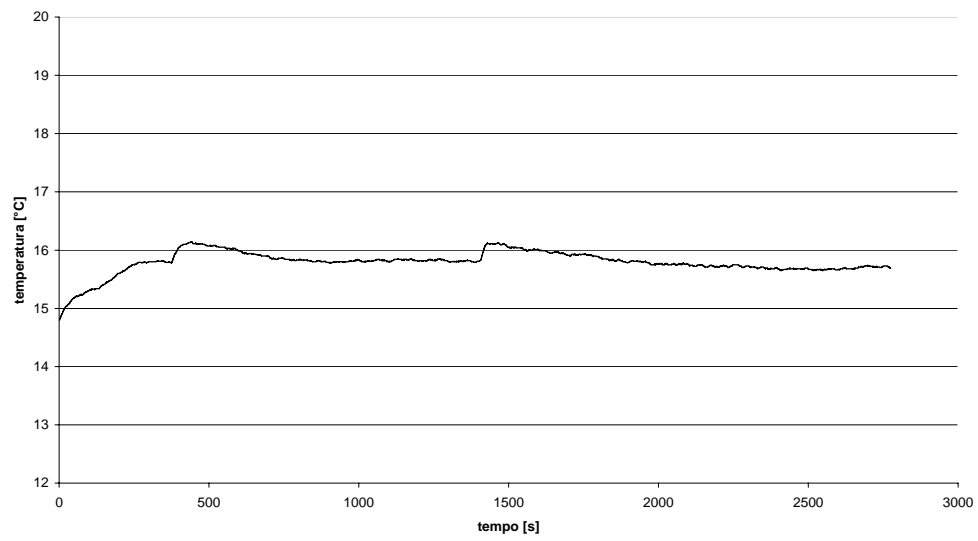


portiera sx

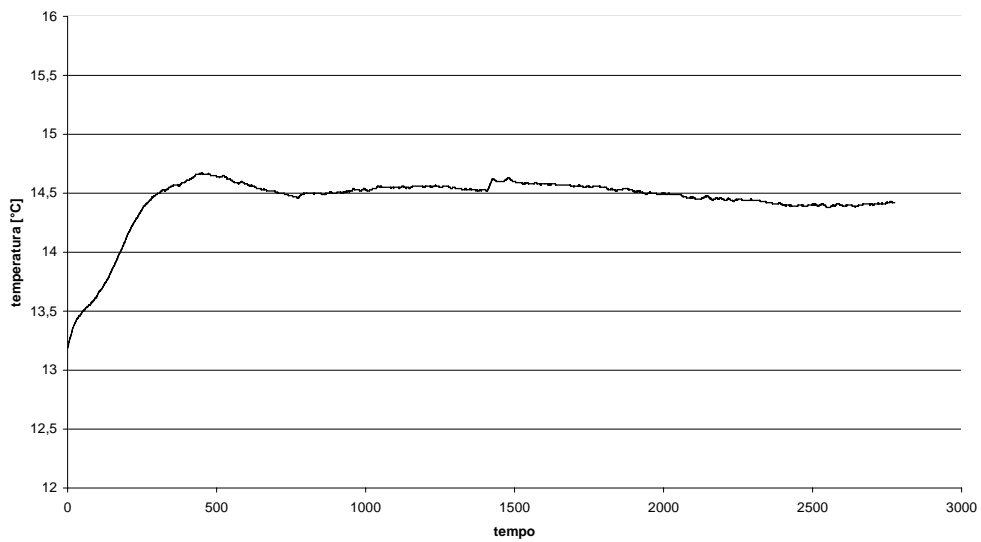




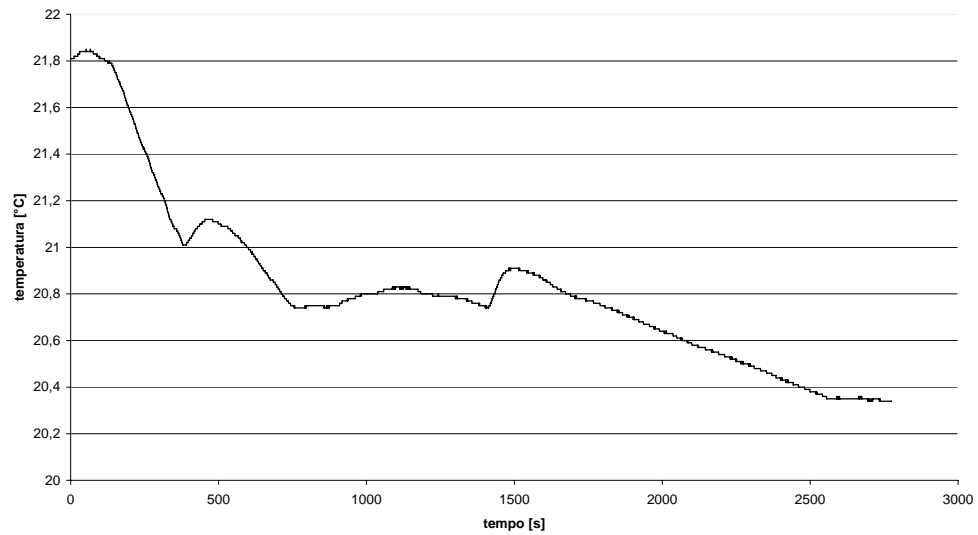
finestrino dx posteriore

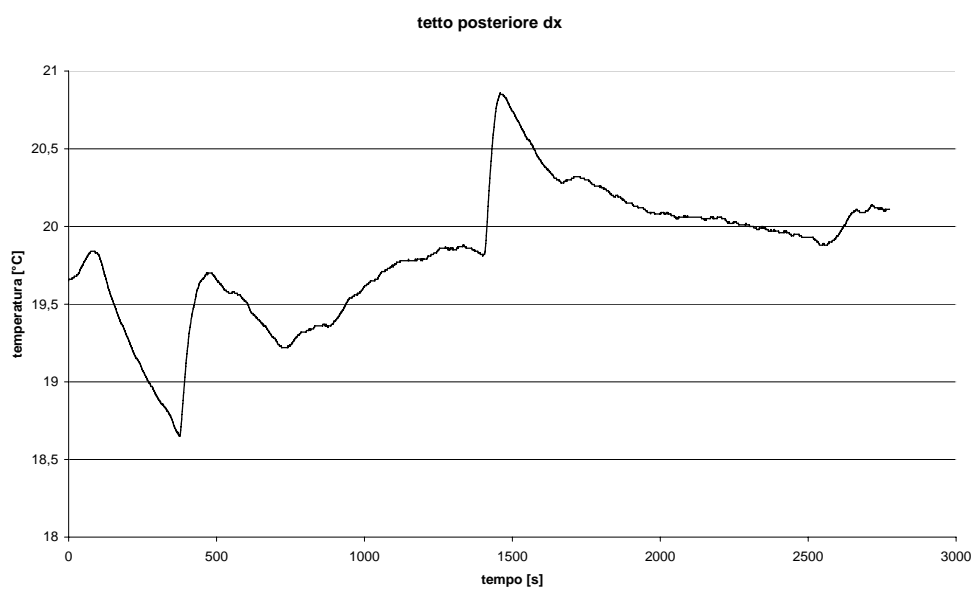
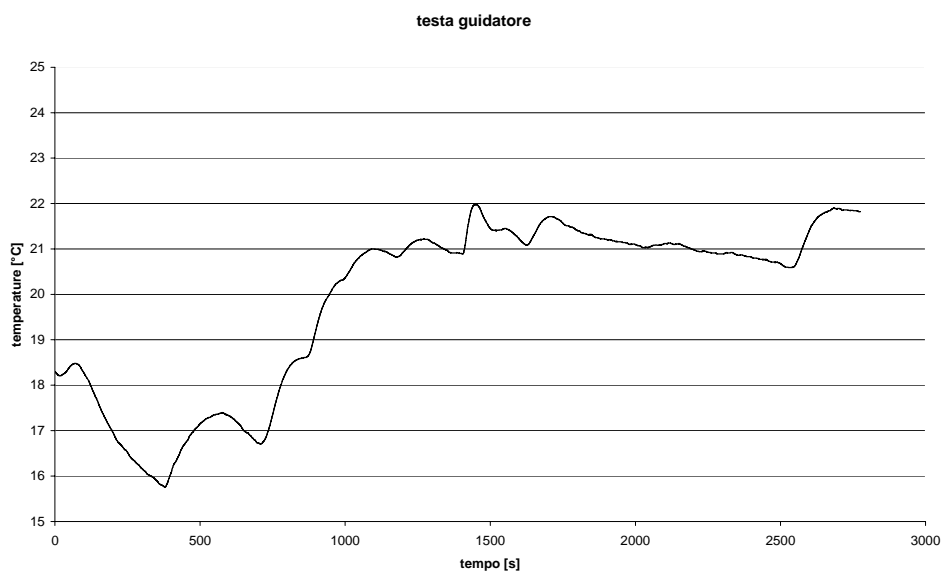
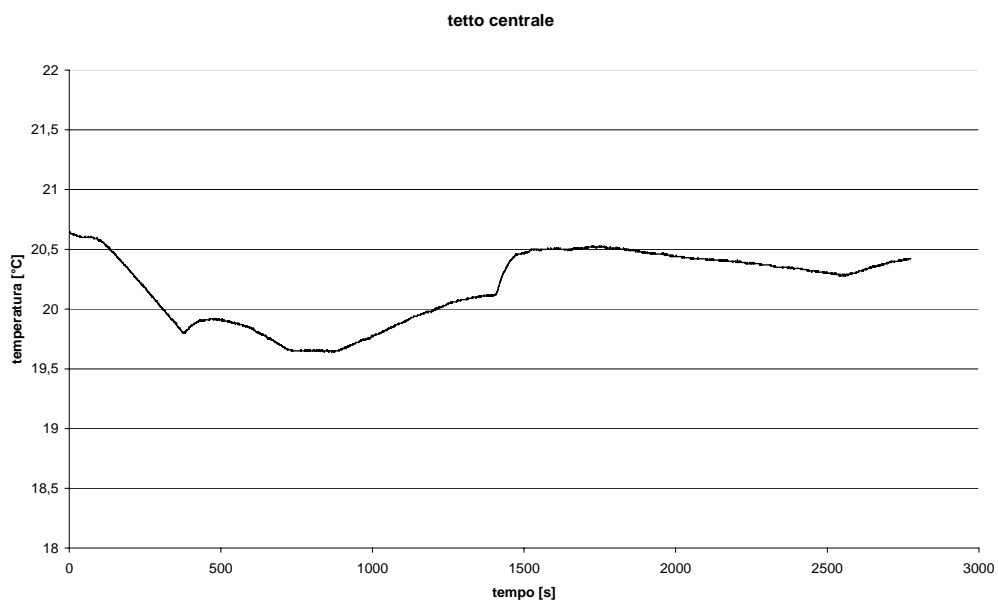


finestrino anteriore dx

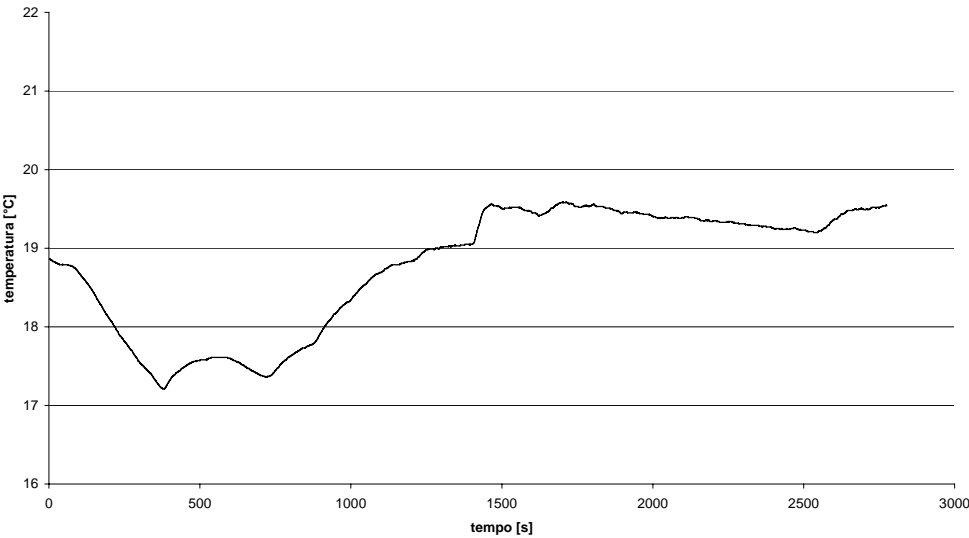


portiera dx

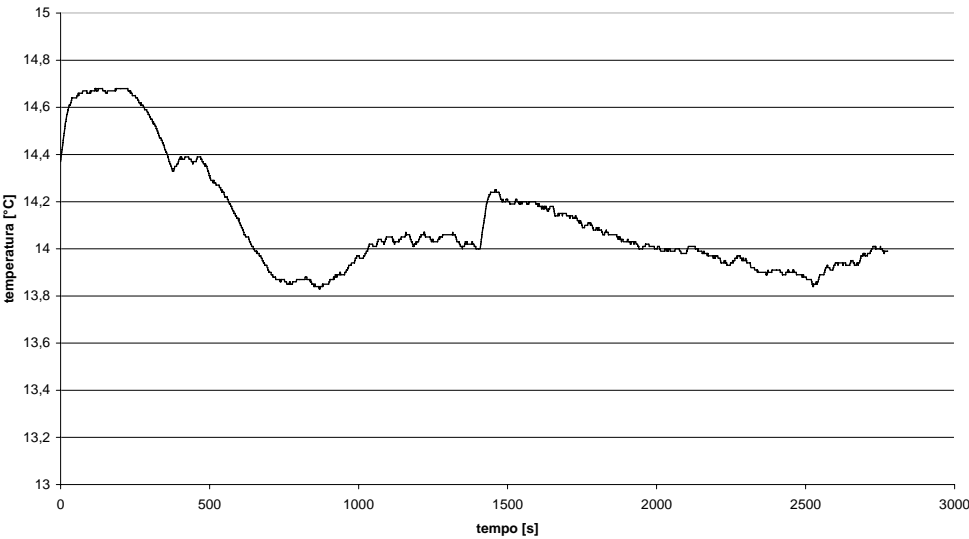




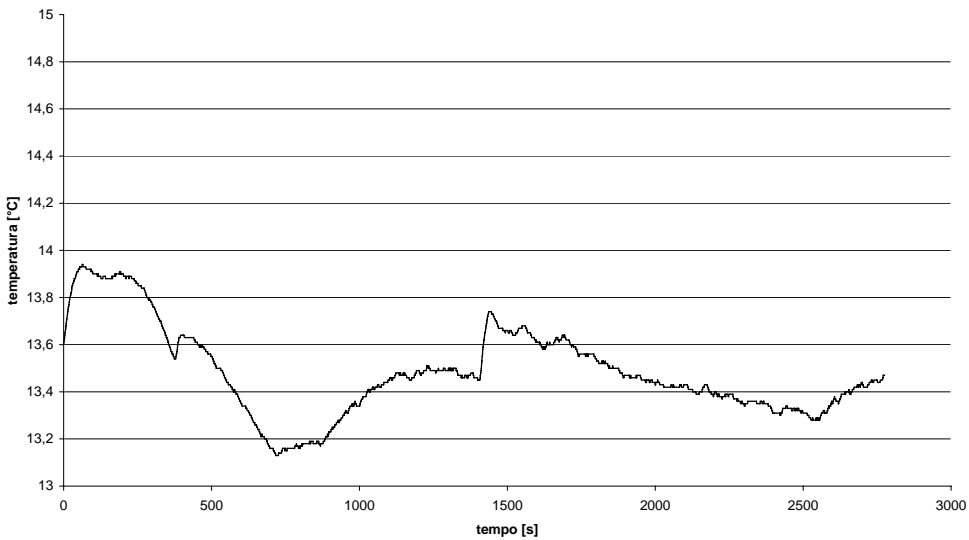
tetto posteriore sx



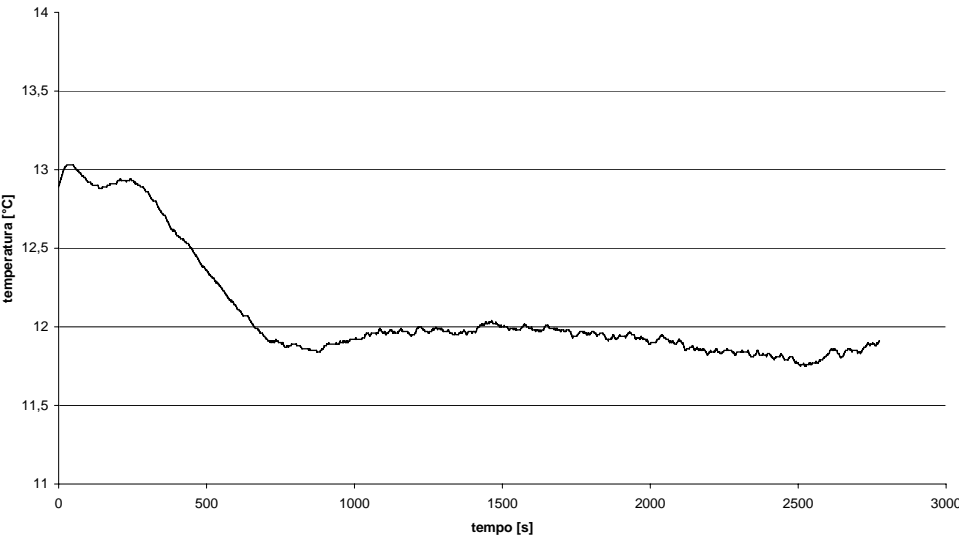
lunottodx



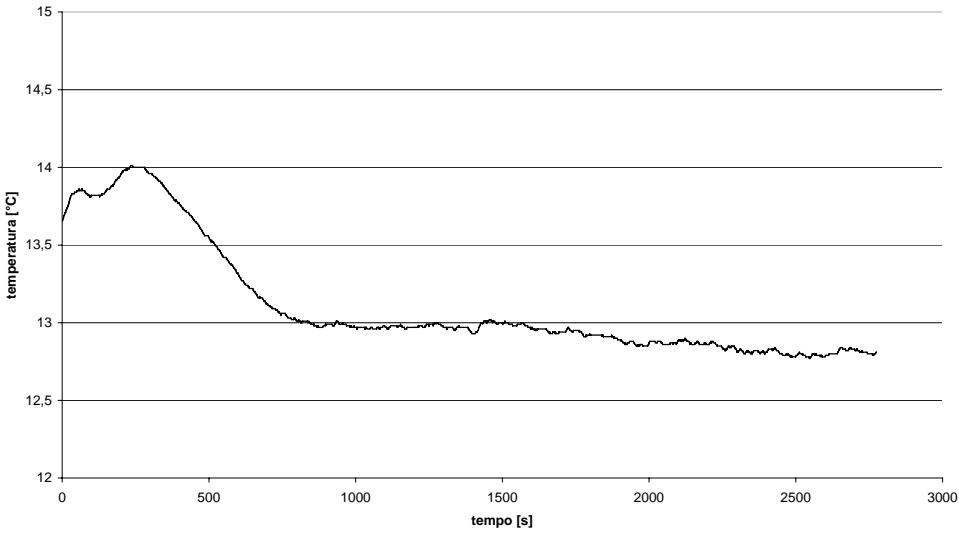
lunotto sx



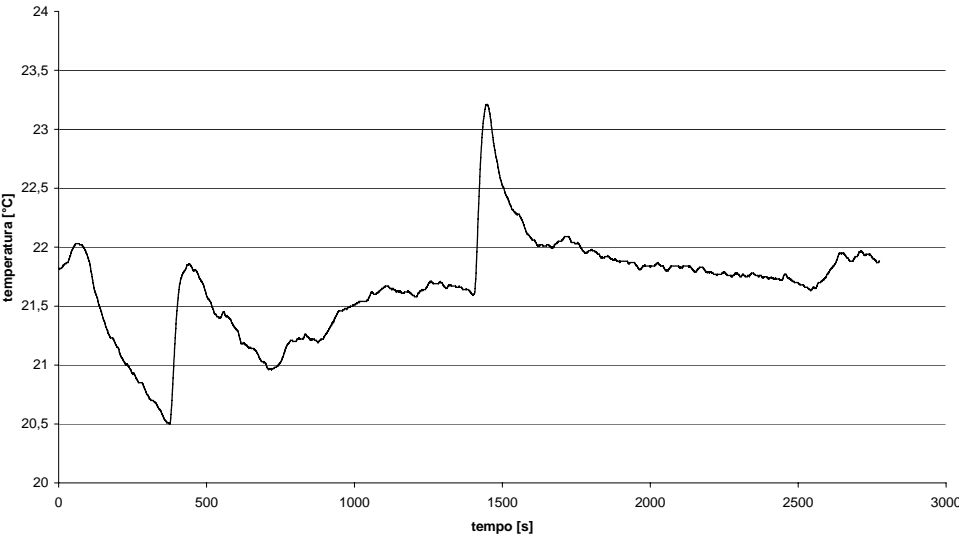
parabrezza sx



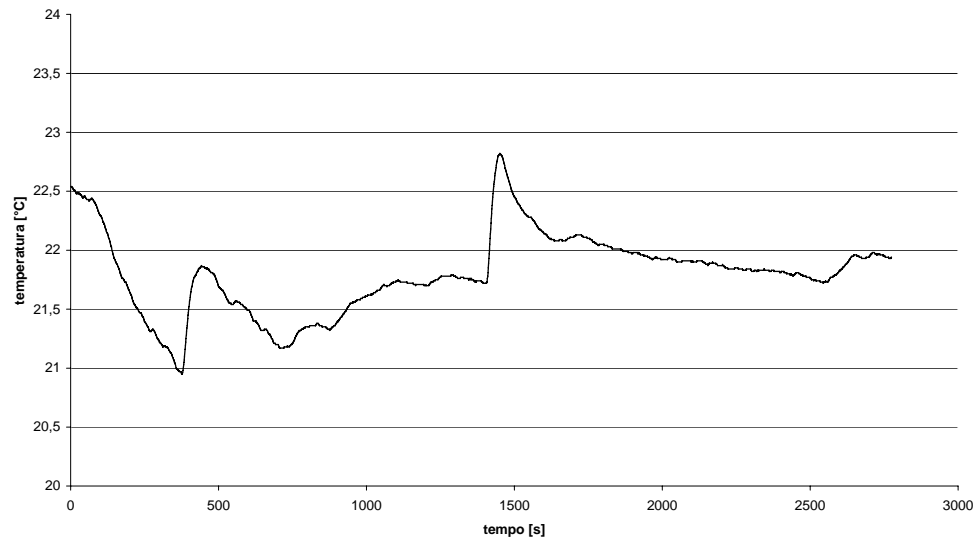
parabrezza dx



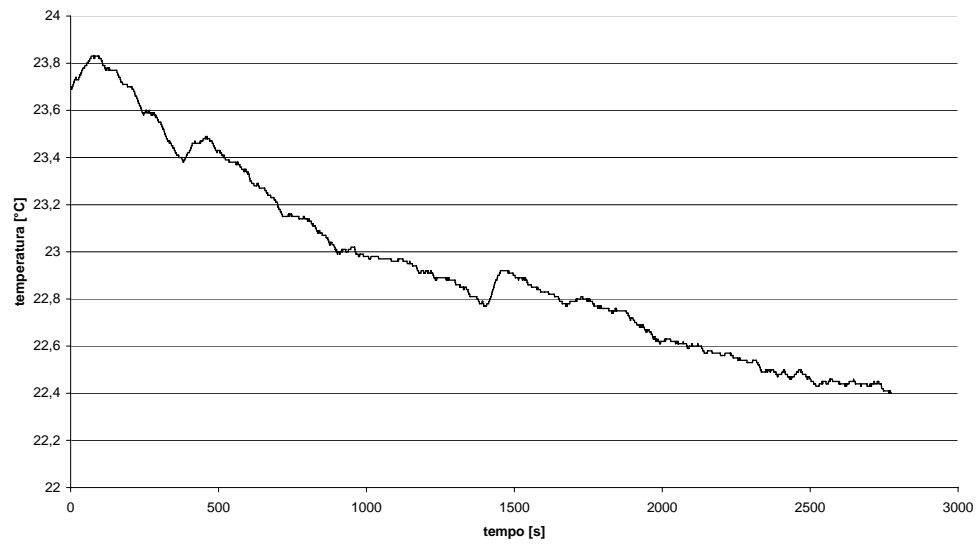
spalla dx passeggero



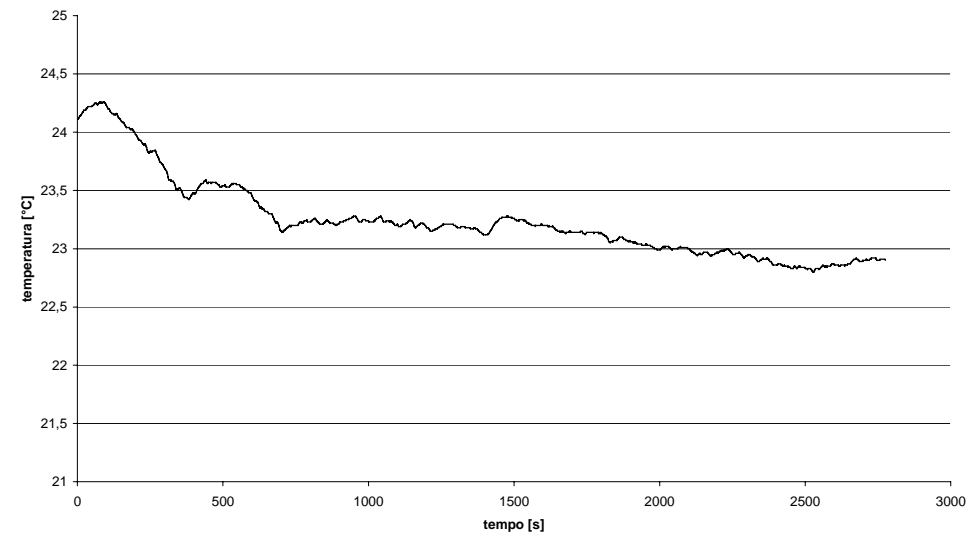
spalla sx passeggero



ginocchio dx passeggero



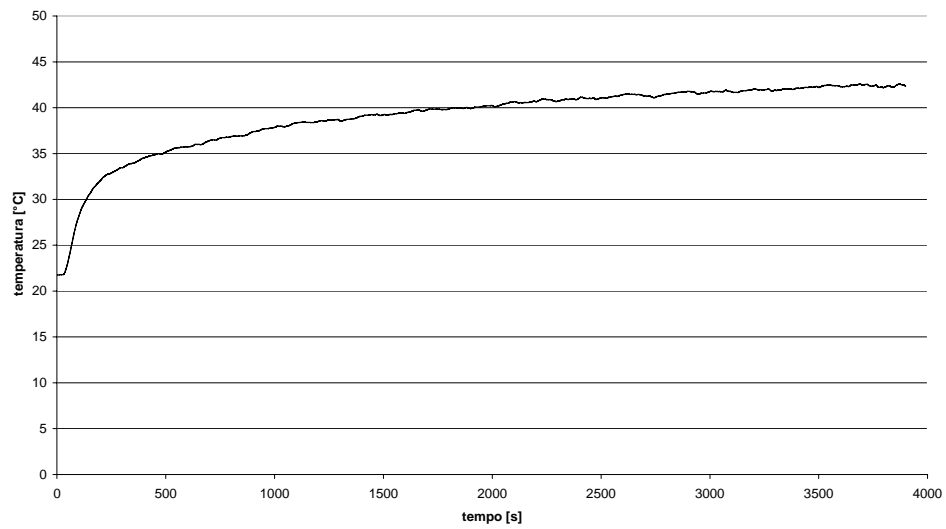
ginocchio sx passeggero



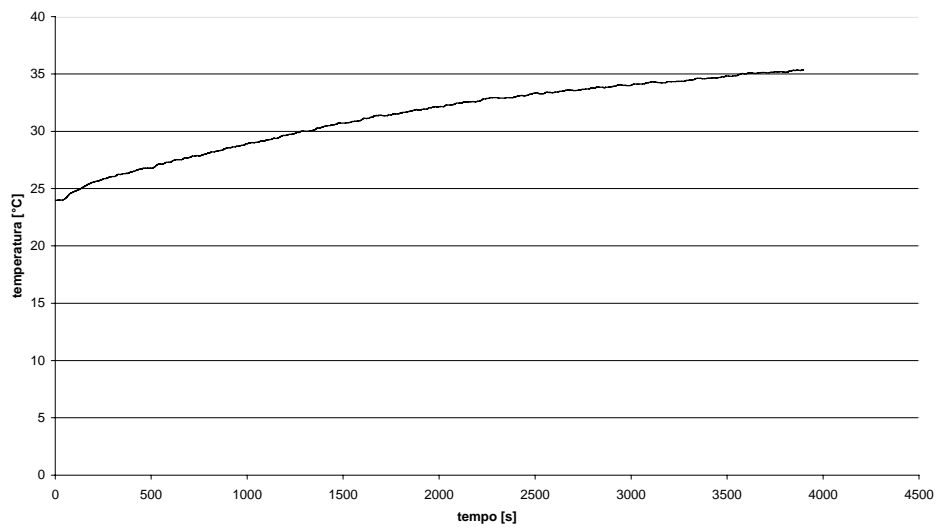
## **Appendice G:**

**Grafici dei valori di temperatura statica, ottenuti dal campionamento,  
al passare del tempo, nei punti di controllo,  
delle suddette variabili, nelle prove sperimentali in galleria  
Ferrari per la prova numero 7**

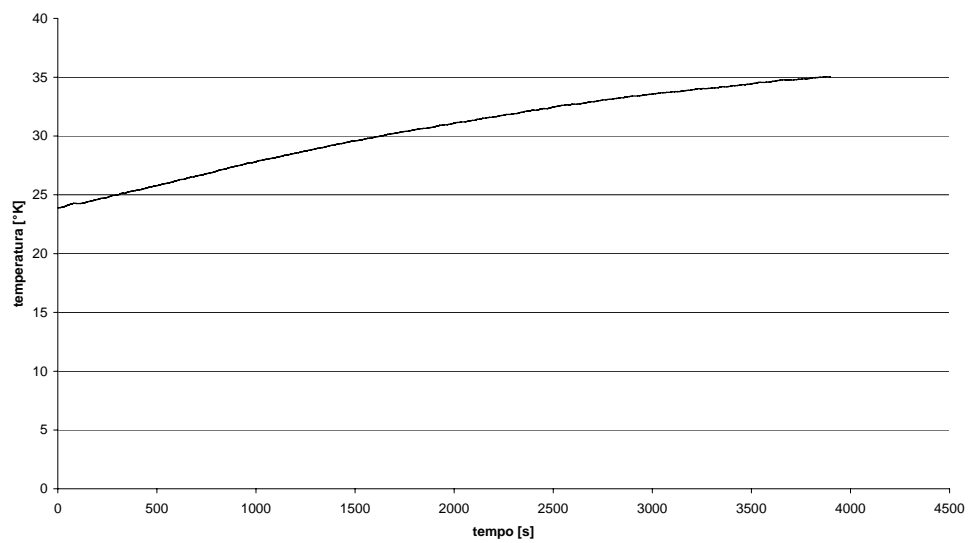
Testa manichino sx



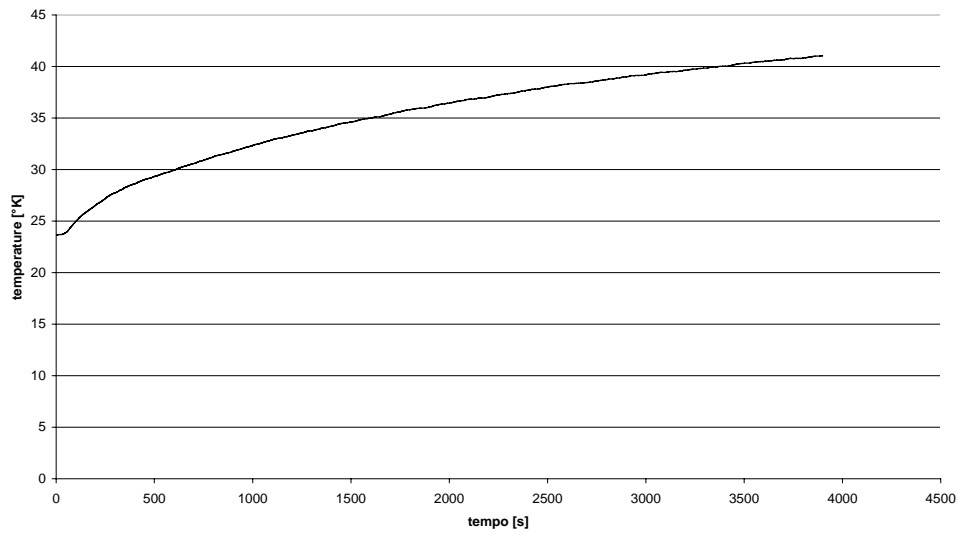
piede sx manichino



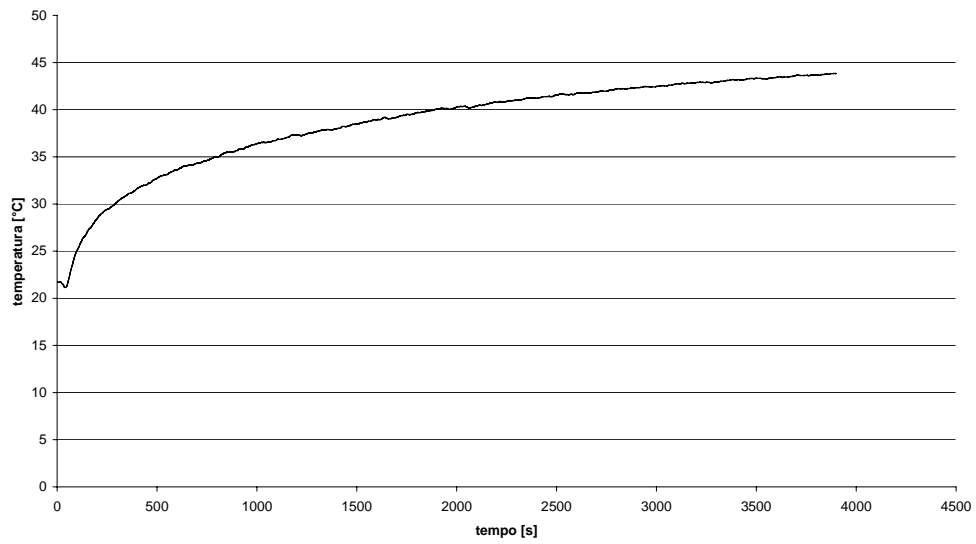
piede dx manichino



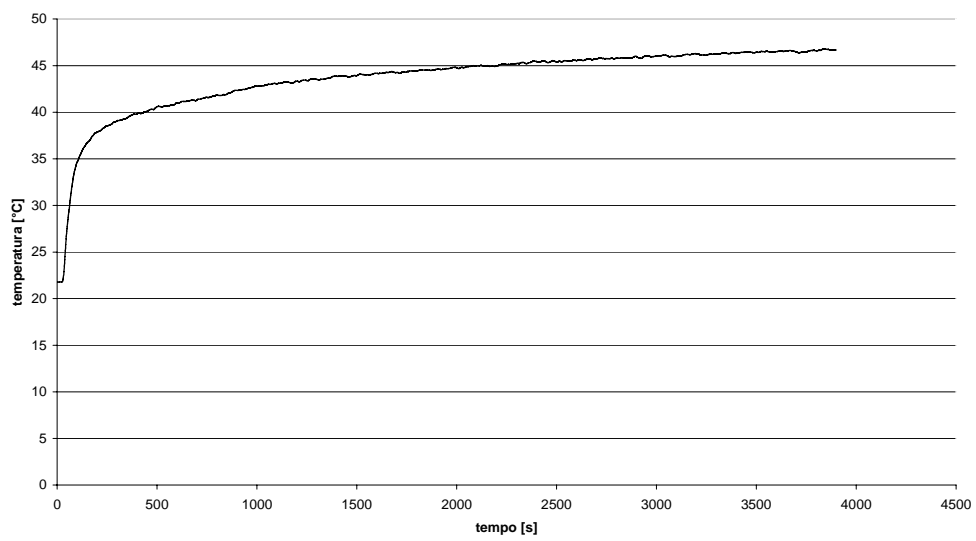
piedi dx



torace guidatore

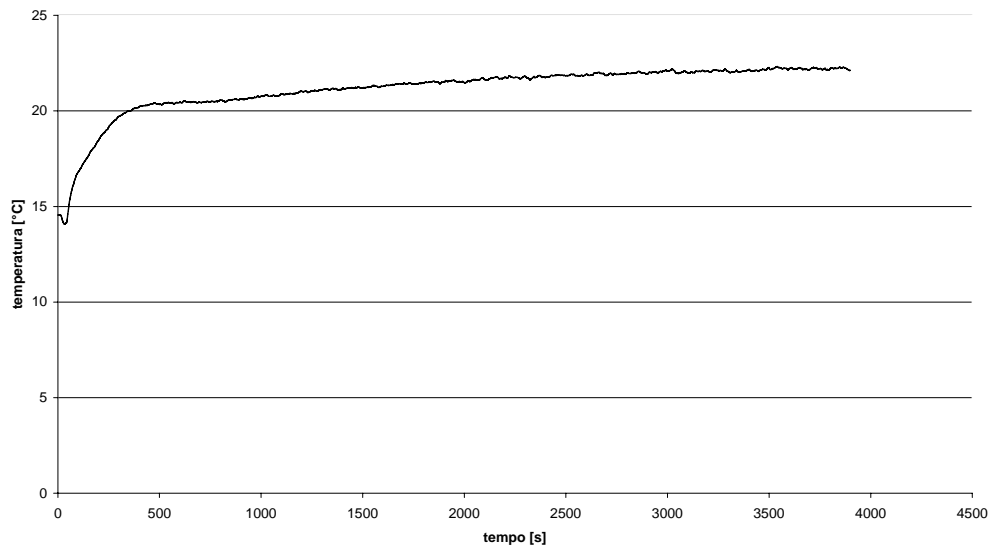


Temperatura mezzeria sedili

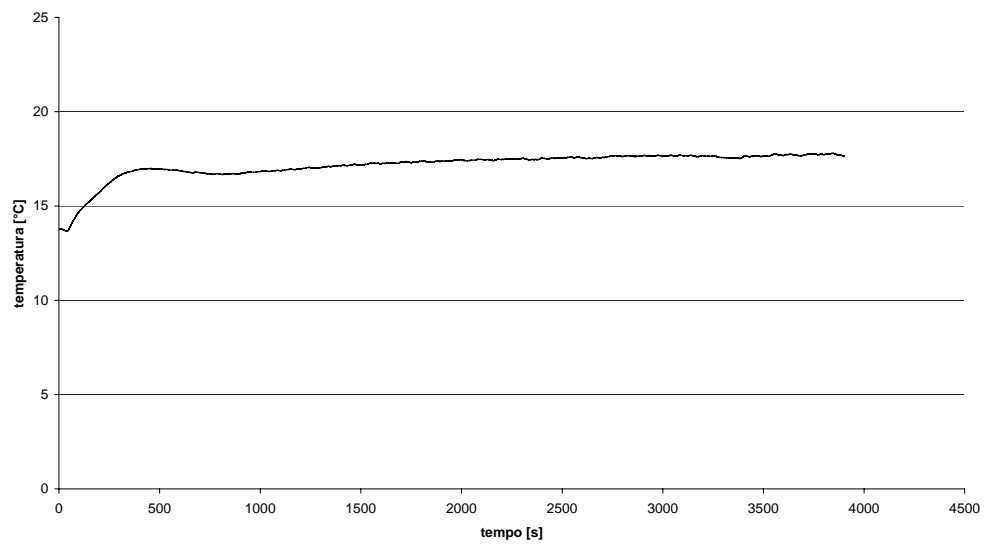




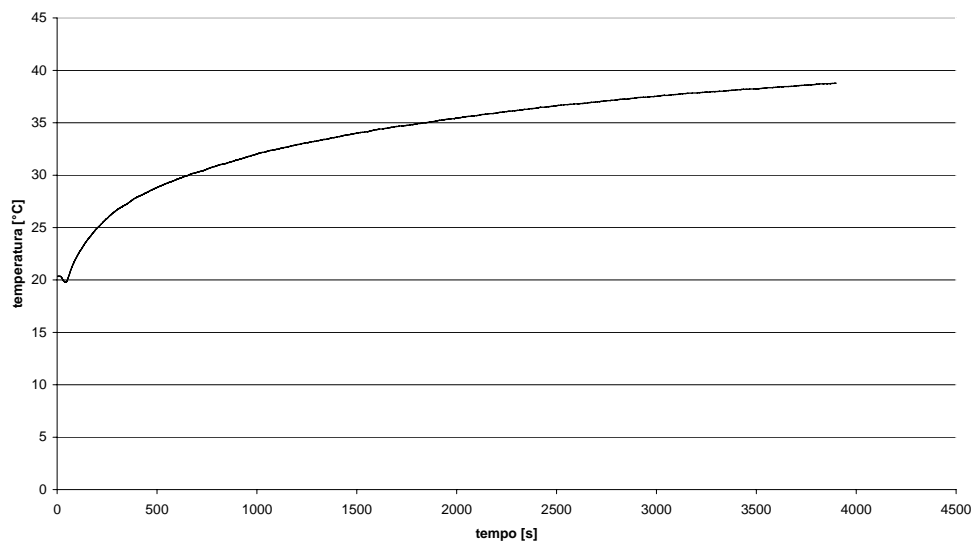
finestrino posteriore sx



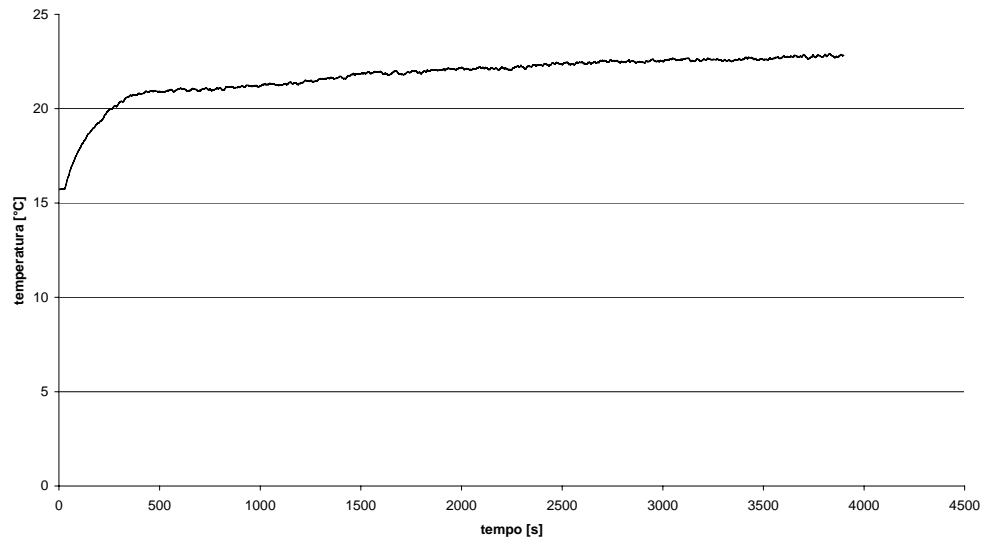
finestrino anteriore sx



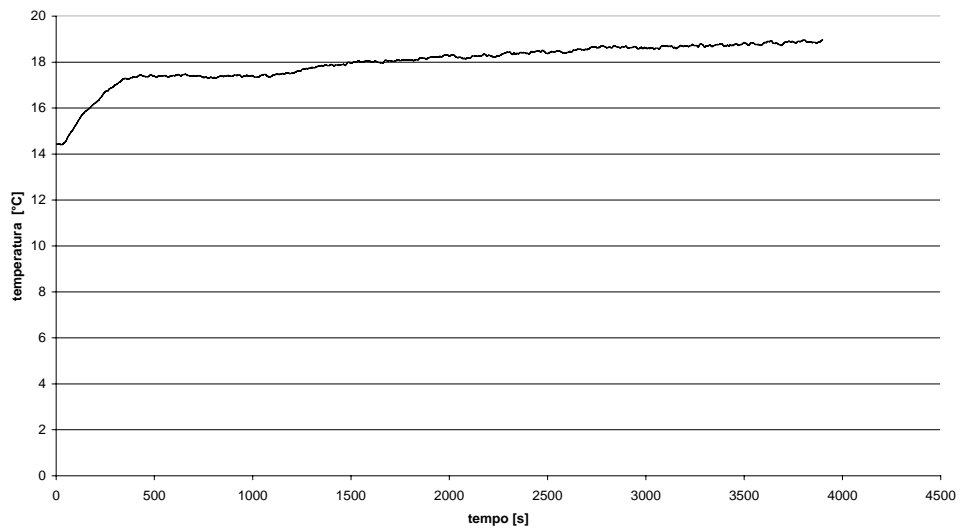
portiera sx



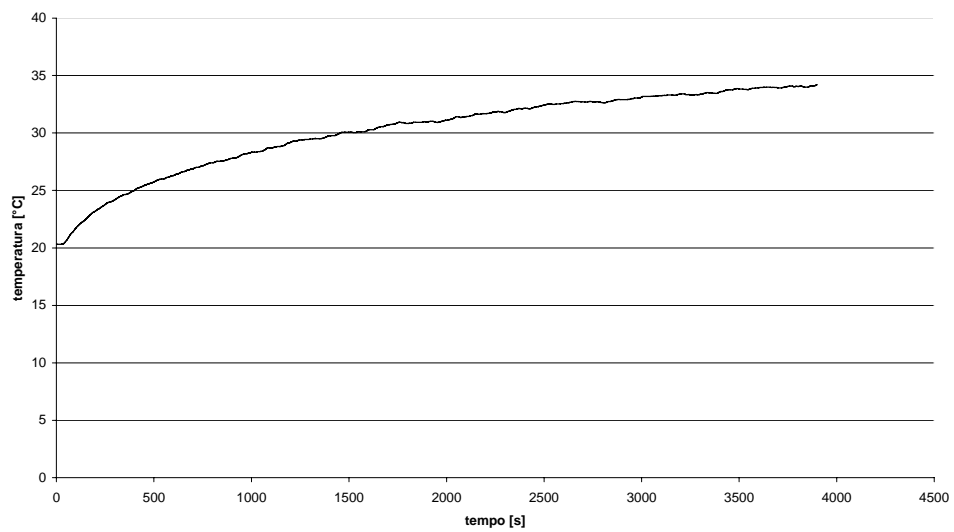
finestrino posteriore dx



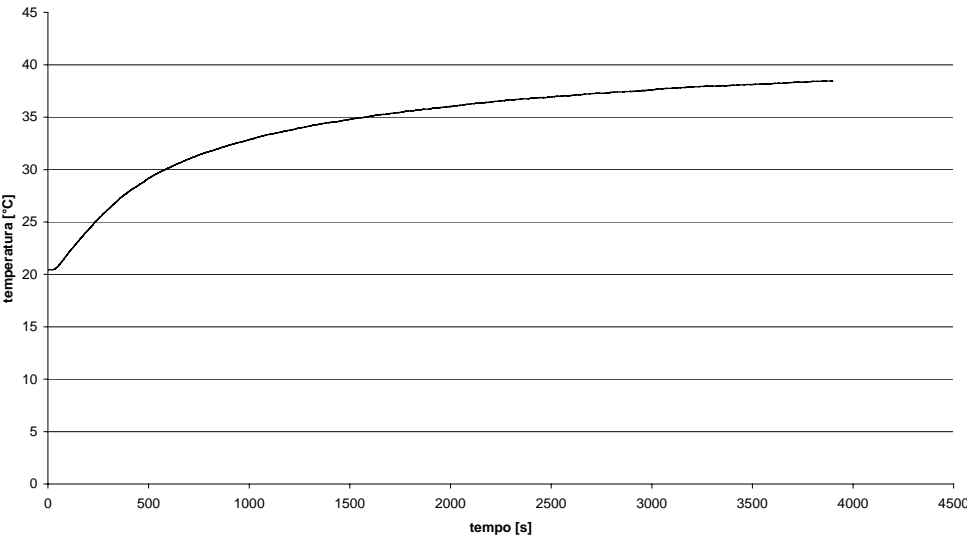
finestrino dx anteriore



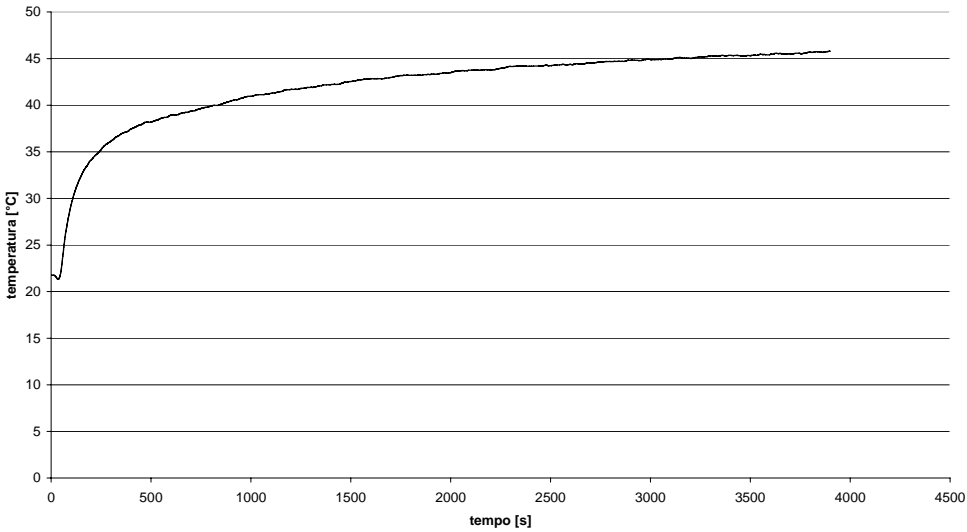
portiera dx



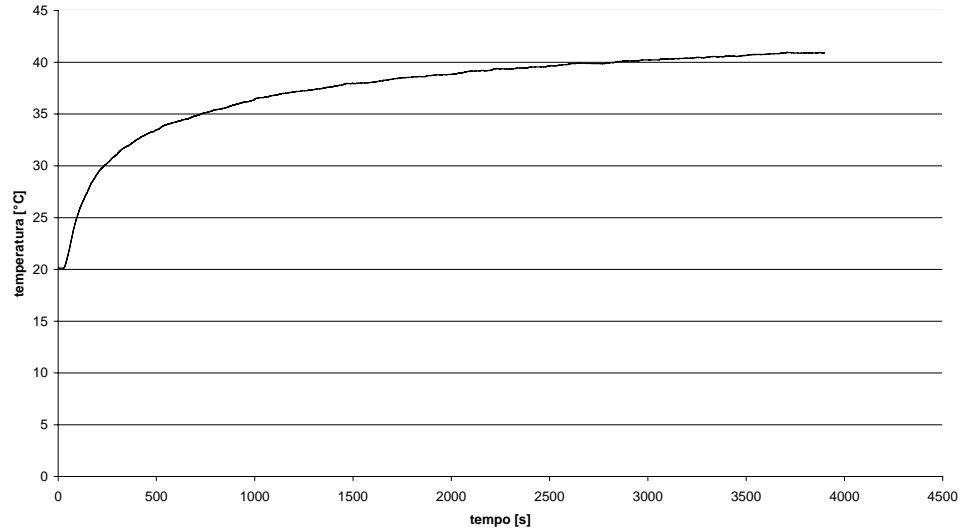
tetto centrale



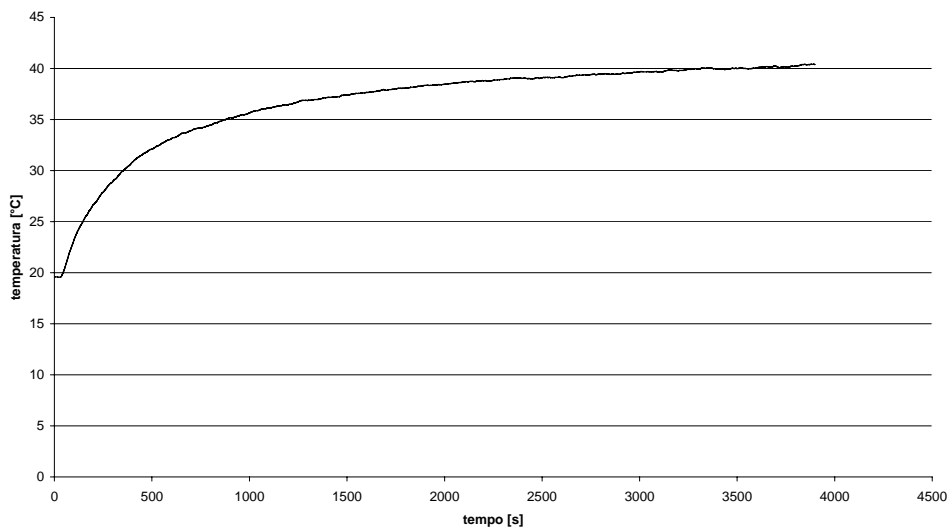
testaguidatore



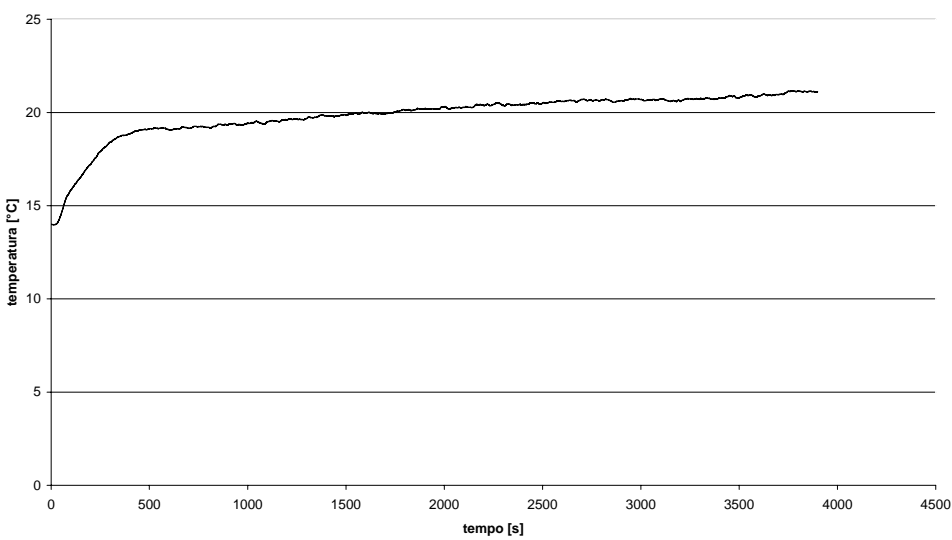
tetto posteriore dx



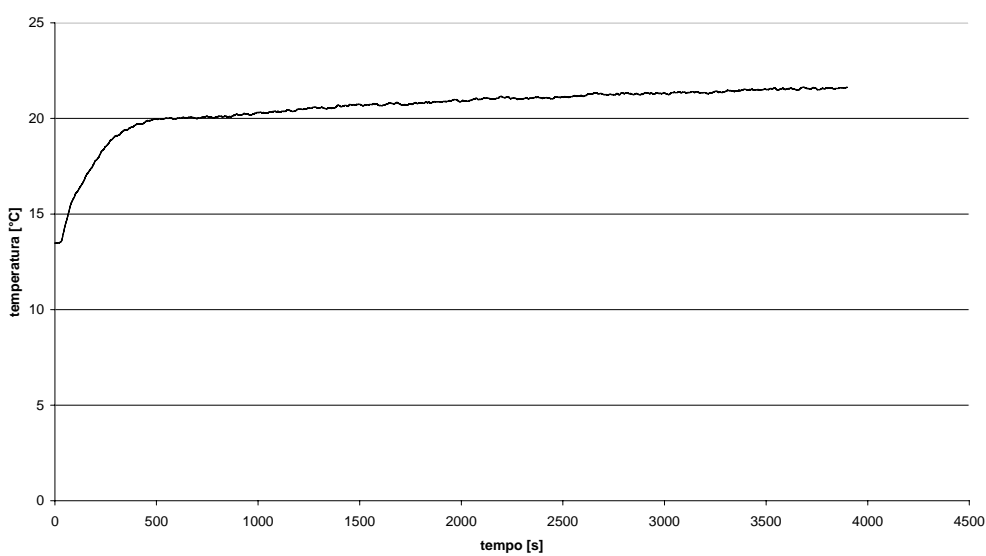
tetto posteriore sx



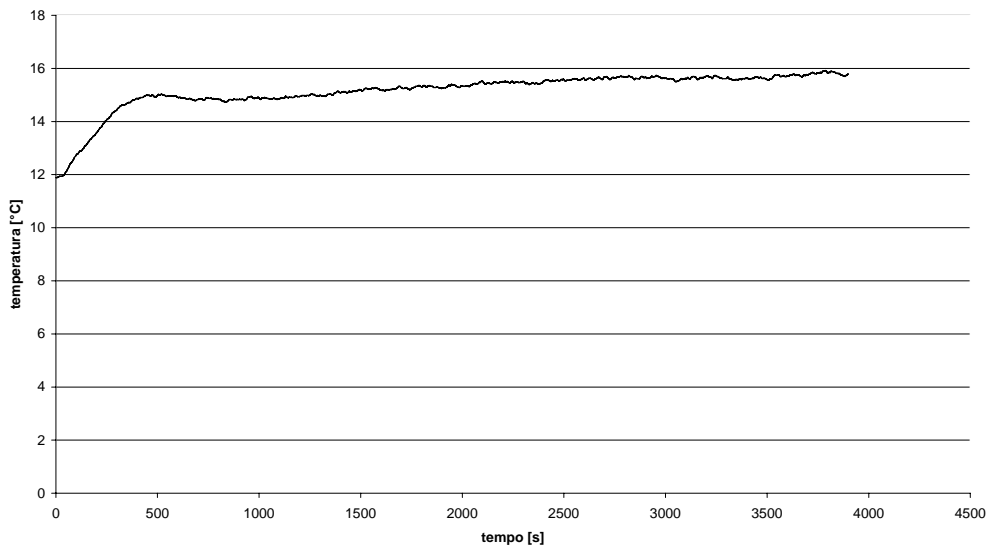
lunotto dx



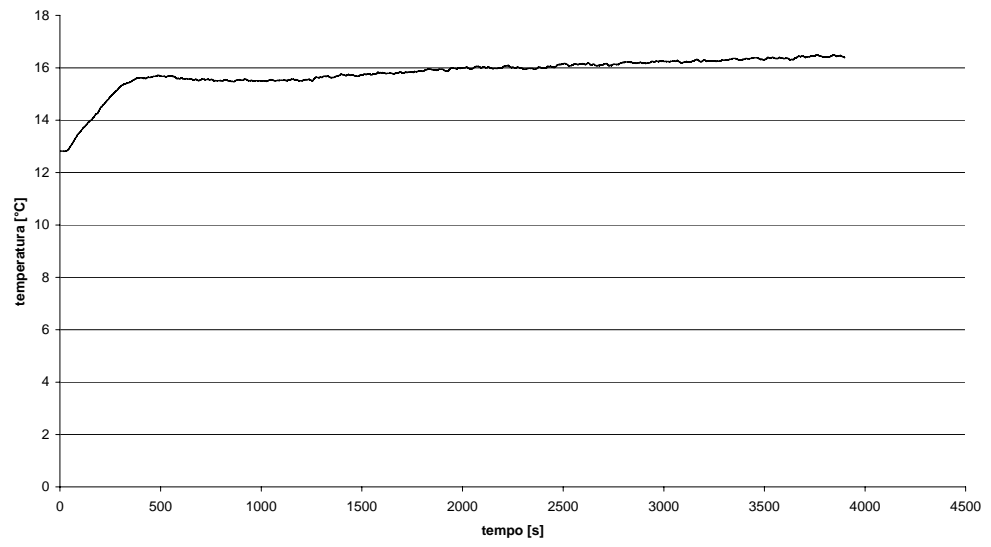
lunotto sx



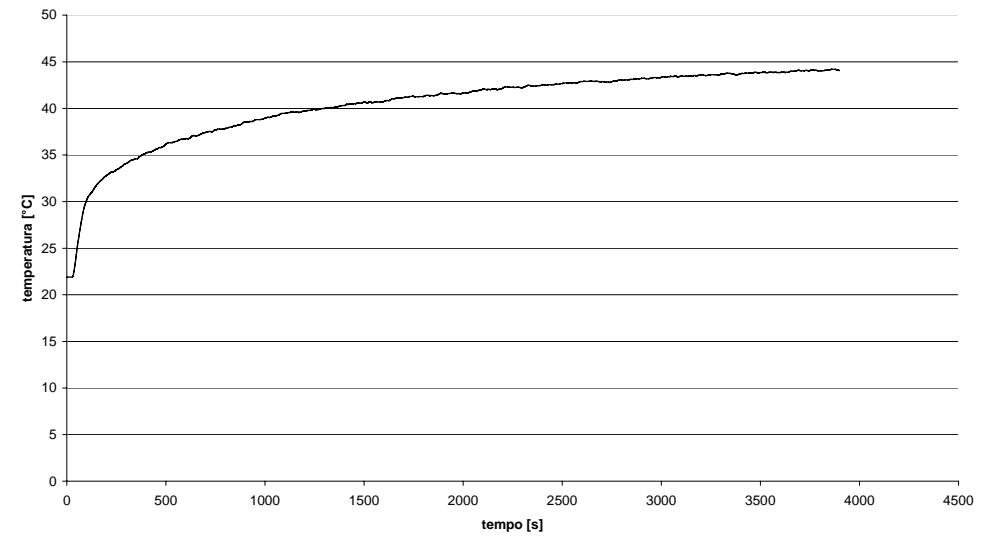
parabrezza sx



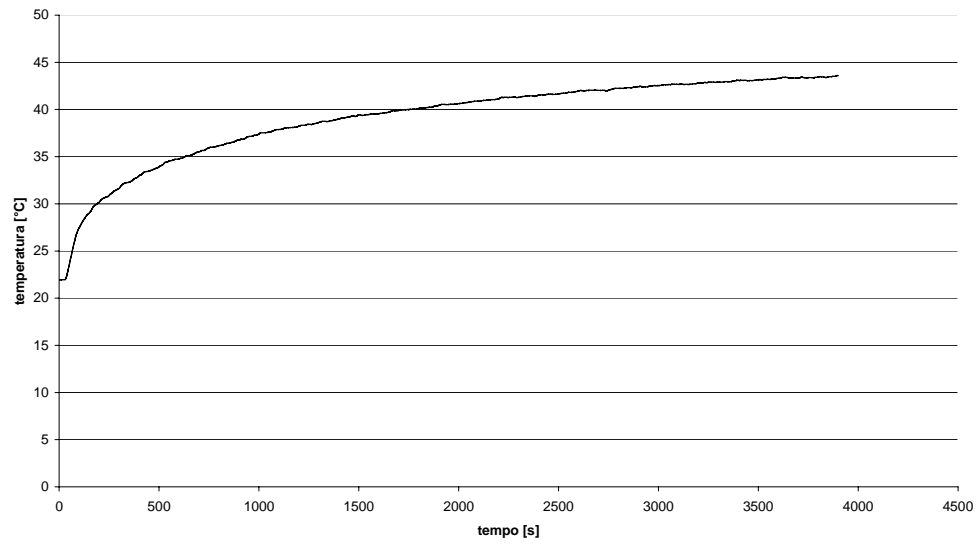
parabrezza dx



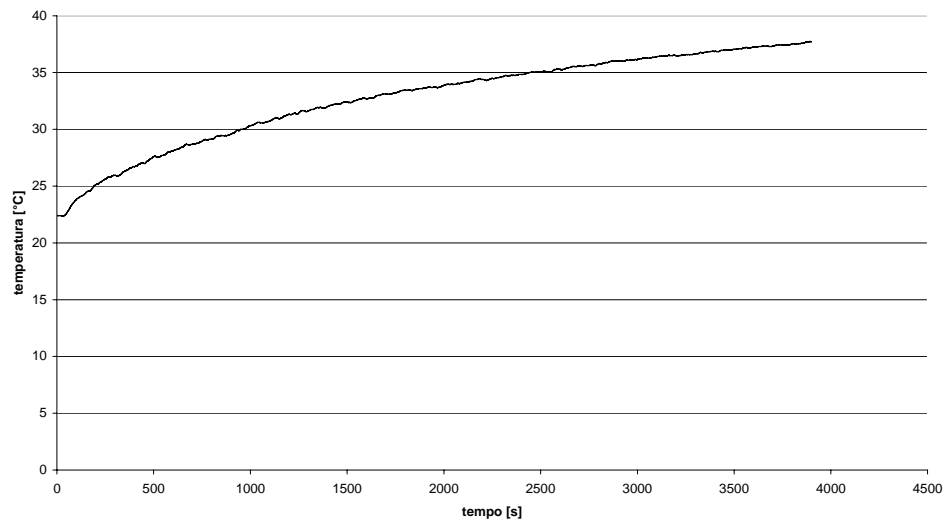
spalla dx passeggero



spalla sx passeggero



ginocchio dx passeggero



ginocchio sx passeggero

